



TUGAS AKHIR - ME141501

**PERENCANAAN SISTEM *DISTILLATION* DENGAN
MEMANFAATKAN GAS BUANG DARI *MAIN ENGINE* DAN *HIGH
TEMPERATURE COOLING SYSTEM* SEBAGAI PEMENUHAN
KEBUTUHAN AIR TAWAR PADA KM LABOBAR**

Fegie Damayandi Harnitya

NRP 4213 100 017

Dosen Pembimbing

Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

Dr. I Made Ariana, S.T, M.T

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



TUGAS AKHIR - ME 141501

**PERENCANAAN SISTEM *DISTILLATION* DENGAN
MEMANFAATKAN GAS BUANG DARI *MAIN ENGINE* DAN *HIGH
TEMPERATURE COOLING SYSTEM* SEBAGAI PEMENUHAN
KEBUTUHAN AIR TAWAR PADA KM LABOBAR**

Fegie Damayandi Harnitya

NRP 4213 100 017

Dosen Pembimbing

Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

Dr. I Made Ariana, S.T, M.T

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - ME 141501

DESIGN OF DISTILLATION SYSTEM BY UTILIZING EXHAUST GAS AND HIGH TEMPERATURE COOLING SYSTEM OF MAIN ENGINE FOR FRESH WATER SUPPLY ON KM. LABOBAR

Fegie Damayandi Harnitya

NRP 4213 100 017

Supervisor :

Ir. Hari Prastowo, M.Sc.

Dr. I Made Ariana, S.T, M.T

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING

FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY

SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY

SURABAYA

2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN SISTEM *DISTILLATION* DENGAN MEMANFAATKAN GAS BUANG DARI *MAIN ENGINE* DAN *HIGH* *TEMPERATURE COOLING SYSTEM* SEBAGAI PEMENUHAN KEBUTUHAN AIR TAWAR PADA KM. LABOBAR

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarja Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FEGIE DAMAYANDI HARNITYA
NRP 4213 100 017

Disetujui oleh pembimbing skripsi :

1. Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
NIP. 1965 1030 1991 02 1001

2. Dr. I Made Ariana, S.T, M.T
NIP. 1971 0610 1995 12 1001



SURABAYA
JULI, 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN SISTEM *DISTILLATION* DENGAN MEMANFAATKAN GAS BUANG DARI *MAIN ENGINE* DAN *HIGH* *TEMPERATURE COOLING SYSTEM* SEBAGAI PEMENUHAN KEBUTUHAN AIR TAWAR PADA KM. LABOBAR

SKRIPSI

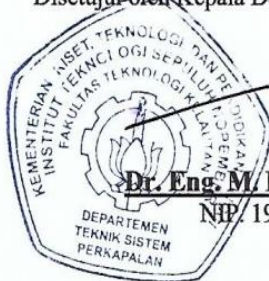
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarja Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FEGIE DAMAYANDI HARNITYA
NRP 4213 100 017

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



Dr. Eng. M. Badruz Zaman, S.T, M.T

NIP. 1977 08022008 01 100

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERENCANAAN SISTEM *DISTILLATION* DENGAN MEMANFAATKAN GAS BUANG DARI *MAIN ENGINE* DAN *HIGH TEMPERATURE COOLING SYSTEM* SEBAGAI PEMENUHAN KEBUTUHAN AIR TAWAR PADA KM. LABOBAR

Nama Mahasiswa : Fegie Damayandi Harnitya
NRP : 4213 100 017
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Hari Prastowo, M.Sc
2. Dr. I Made Ariana, S.T, M.T

Abstrak

Secara umum penyediaan air bersih (air tawar) di kapal dilakukan dengan cara konvensional yaitu dengan cara melakukan pengisian tangki air tawar dari pelabuhan-pelabuhan. Kondisi yang demikian memaksa kapal yang memiliki jumlah penumpang besar (KM.Labobar) perlu menyediakan air tawar yang banyak pula. Maka dari itu perlu dilakukan suatu mekanisme pengolahan yang mampu memproduksi air tawar pada saat kapal berlayar sehingga payload kapal akan naik seiring dengan berkurangnya beban dari air tawar tersebut. Terdapat banyak mekanisme pengolahan air laut menjadi air tawar, salah satunya adalah destilasi (penyulingan). Mekanisme pengolahan ini sangat sederhana yaitu dengan cara menguapkan sebagian air laut yang masuk kedalam evaporator dan kemudian uap air tersebut didinginkan didalam kondensor. Energi yang digunakan untuk menguapkan air laut berasal dari *cooling system* dan *exhaust gas main engine*. Dari energi sebesar 6074 kW dari *cooling system* dan 3492 kW dari *exhaust gas* mampu menghasilkan produksi air tawar sebesar 0.611789 kg/s. Dengan nilai tersebut, sistem destilasi ini mampu memenuhi sebesar 48.112 % dari total kebutuhan yang sebesar 1.2716 kg/s. Untuk memproduksi air tawar sebesar 0.611789 kg/s diperlukan kondensor dengan dimensi panjang 750 mm, lebar 750 mm, dan tinggi 1300 mm dan evaporator dengan dimensi panjang 800 mm, lebar 800 mm, dan tinggi 1300 mm.

Kata Kunci : Air Tawar, Destilasi, KM. Labobar, Exhaust gas, Cooling System

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF DISTILLATION SYSTEM BY UTILIZING EXHAUST GAS AND HIGH TEMPERATURE COOLING SYSTEM OF MAIN ENGINE FOR FRESH WATER SUPPLY ON KM. LABOBAR

Name : Fegie Damayandi Harnitya
NRP : 4213 100 017
Department : Marine Engineering
Supervisor : 1. Ir. Hari Prastowo, M.Sc
2. Dr. I Made Ariana, S.T, M.T

Abstract

Supplying the fresh water for ship generally is held by convetional method, with filling the fresh water tank from harbor. Such condition required ship whose huge capacity of passenger like KM. Labobar need to provide large quantity of fresh water . therefore, it is needed to provide a mechanism of desalination process which is capable of producing enough fresh water during sail so that the ship's payload will increase as the weight of fresh water carried by the ship decreases.there are several types of mechanism of desalination process, one of them is distillation. The distillation is simply done by evaporating some sea water entering evaporator and the steam produced is then cooled in condenser. Energy used to evaporate the sea water comes from main engines' cooling system and exhaust gas. the quantity produced by The cooling system and exhaust gas is about 6074 kW and 3492 kW respectively which is capable of producing 0.611789 kg/s of fresh wate which is equal to 48.112 % of 1.2716 kg/s. To produce 0.611789 kg/s of fresh water, the required dimensions of the condenser are 750 mm length, 750 mm breadth, and 1300 mm height and of the evaporator are 800 mm length, 800 mm breadth , and 1300 m height.

Keywords : Fresh water, Distillation, KM. Labobar, Exhaust Gas, Cooling System

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji syukur hanya ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi yang berjudul “Perencanaan Sistem *Distillation* Dengan Memanfaatkan Gas Buang dari *Main Engine* dan *High Temperature Cooling System* Sebagai Pemenuhan Kebutuhan Air Tawar Pada KM. Labobar.” Skripsi ini merupakan salah satu persyaratan yang harus diselesaikan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Skripsi ini berisi tentang perencanaan desain sistem pengolahan air laut menjadi air tawar dengan menggunakan sistem destilasi agar tidak kapal tidak perlu membawa air tawar terlalu banyak. Perencanaan sistem ini menggunakan energi yang terbuang dari *cooling system* dan *exhaust gas main engine* sebagai penyedia energi utamanya.

Banyak pihak yang telah membantu penulis hingga penulisan Skripsi ini dapat terselesaikan tepat pada waktunya. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis Bapak Suharni dan Ibu Sutiyah yang selalu memberikan semangat, doa, dan motivasi demi kelancaran penulisan dan penyelesaian Skripsi ini
2. Bapak Ir. Hari Prastowo, M.Sc. dan Bapak DR. I Made Ariana, S.T, M.Sc selaku dosen pembimbing yang telah memberikan arahan, masukan, dan bimbingan serta nasehat selama proses penyelesaian Skripsi ini
3. Bapak Dr. Eng. M. Badruz Zaman S.T, M.T selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan dan Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc selaku dosen wali yang selalu memberikan petunjuk serta nasehat layaknya seorang ayah di kampus ini
4. Teman-teman member lab *Marine Machinery System* (MMS) yang telah memberikan semangat, bantuan, dan dorongan demi terselesaikannya skripsi ini
5. Teman-teman BARAKUDA '13 yang telah menjadi keluarga baru di kampus perjuangan ini
6. Anggota “Kontrakan Abah” yang telah menjadi sahabat terbaik selama penulis menempuh studi di kampus ini
7. Pihak-pihak yang terlibat dalam penyusunan skripsi ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu segala macam saran serta masukan yang membangun sangat diharapkan demi perbaikan serta kemajuan dalam Skripsi ini.

Akhir kata semoga Allah SWT tetap melimpahkan rahmat-Nya kepada kita semua. Semoga laporan Skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua khususnya yang membaca. Amin.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....
LEMBAR PENGESAHAN.....i
ABSTRAK.....v
ABSTRACTvii
KATA PENGANTARix
DAFTAR ISI.....xi
DAFTAR GAMBARxv
DAFTAR TABEL.....xvii
BAB 1 PENDAHULUAN.....1
1.1 Latar Belakang.....2
1.2 Perumusan Masalah.....2
1.3 Batasan Masalah.....2
1.4 Tujuan.....2
1.5 Manfaat.....2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA3
2.1 Metode Pengolahan Air Laut3
2.1.1 Sistem Destilasi4
2.2 Sumber Energi Panas.....4
2.3 <i>Heat Exchanger</i>5
2.4 <i>Thermal Oil</i>7
2.5 Konduktivitas Termal.....7
2.6 Keseimbangan Energi.....8
2.7 Perpindahan Panas.....8
2.8 Pengaruh Kalor Terhadap Kapasitas12
2.9 Penelitian Sebelumnya13
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....15
3.1 Perumusan Masalah.....15
3.2 Studi Literatur15
3.3 Pengumpulan Data15
3.3.1 Data Kapal15
3.3.2 Data <i>Main Engine</i>16

3.3.3 Data Air Laut	17
3.3.4 Data Properties Thermal Oil	18
3.3.5 Data Properties Uap Air	19
3.3.6 Data Tangki Air Tawar	20
3.4 Perancangan Sistem Destilasi	20
3.5 Perhitungan	20
3.6 Analisa dan Pembahasan	20
3.7 Kesimpulan dan Saran	21
3.8 Flow Chart Pengerjaan Skripsi	21
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	23
4.1 Perhitungan Kebutuhan <i>Fresh Water</i>	23
4.2 Perhitungan Energi dari Gas Buang	23
4.3 Perhitungan Suhu Air Laut (<i>Cooling System</i>)	25
4.3.1 Suhu Setelah Melewati LT <i>Cooler</i>	25
4.3.2 Suhu Setelah Melewati HT <i>Cooler</i>	25
4.4 Perhitungan Diameter Pipa dari Cooling System ke Kondensor	26
4.4.1 Diameter Pipa Utama	26
4.4.2 Kecepatan di Pipa Cabang (menuju overboard)	26
4.4.3 Kecepatan di Pipa Cabang (menuju system)	27
4.4.4 Debit Air Laut yang Menuju System	27
4.5 Perhitungan Kondensor	28
4.5.1 Keseimbangan Energi	28
4.5.2 Koef. Perpindahan Panas Menyeluruh	28
4.5.3 Dimensi Kondensor	32
4.6 Perhitungan Evaporator	33
4.6.1 Keseimbangan Energi	33
4.6.2 Koef. Perpindahan Panas Menyeluruh	33
4.6.3 Dimensi Evaporator	36
4.7 Perhitungan <i>Heat Loss</i> Pada Evaporator	37
4.7.1 <i>Heat Loss</i> Dinding Vertikal	37
4.7.2 <i>Heat Loss</i> Dinding Horizontal	42
4.8 Perhitungan <i>Heat Loss</i> Pada Pipa (<i>Thermal Oil</i>)	45
4.9 Perhitungan <i>Expansion Tank</i>	49

4.9.1 Volume pada System	49
4.9.2 Volume <i>Expantion Tank</i>	49
4.9.3 Volume <i>Storage Tank</i>	50
4.10 Perencanaan Economizer Menggunakan HTRI	50
4.11 Laju Produksi Air Tawar	52
4.11.1 Perhitungan	53
4.12 Perhitungan Pompa	58
4.12.1 <i>Flow Rate</i> Pompa (Q)	58
4.12.2 <i>Head Suction Side</i>	58
4.12.3 <i>Head Discharge Pipe</i>	60
4.13 Peletakan Peralatan di Kapal	62
4.13.1 Deck 2 Portside (kiri)	62
4.12.2 Deck 2 Starboard (kanan)	63
4.12.3 Funnel	64
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	65
5.1 Kesimpulan	65
5.2 Saran	66
Daftar Pustaka	67
LAMPIRAN	70

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jenis-jenis Teknologi Desalinasi	3
Gambar 2.2 Proses Umum Destilasi.....	4
Gambar 2.3 Kesetimbangan Energi Pembakaran	4
Gambar 2.4 Exhaust Gas Economizer.....	5
Gambar 2.5 Perbandingan Temperatur Dengan Luas Perpindahan Panas	6
Gambar 2.6 Perbandingan Thermal Oil Dengan Steam	7
Gambar 2.7 Proses Perpindahan Panas	8
Gambar 2.8 Proses Perpindahan Panas Konduksi.....	9
Gambar 2.9 Proses Perpindahan Panas Konveksi	9
Gambar 2.10 Proses Perpindahan Panas Radiasi	12
Gambar 3.1 KM. Labobar (tampak samping)	15
Gambar 3.2 Cooling System	17
Gambar 3.3 Temperatur Air Laut.....	17
Gambar 3.4 Sistem Destilasi yang Direncanakan	20
Gambar 4.1 Konsep Perhitungan (Dinding).....	37
Gambar 4.2 Konsep Perhitungan (Pipa).....	45
Gambar 4.3 Komponen di Portside Kapal.....	63
Gambar 4.4 Komponen di Starboard Kapal	63
Gambar 4.5 Komponen di Funnel Kapal.....	64

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konduktivitas Thermal Beberapa Jenis Bahan.....	8
Tabel 2.2 Tabel Hasil Percobaan.....	13
Tabel 2.3 Kandungan Air Distilat Hasil Percobaan	13
Tabel 3.1 <i>Mass Flowrate</i> dan Temperatur Gas buang.....	16
Tabel 3.2 <i>Seawater Properties</i>	18
Tabel 3.3 <i>Thermal Oil Properties</i>	19
Tabel 3.4 <i>Steam Properties</i>	19
Tabel 3.5 Volume Tangki Air Tawar	20
Tabel 4.1 Volume Tangki Air Tawar	23
Tabel 4.2 Laju Aliran Massa dan Temperatur Gas Buang	24
Tabel 4.3 Input Data Economizer 1.....	51
Tabel 4.4 Input Data Economizer 2.....	51
Tabel 4.5 Hasil Perencanaan Economizer 1	52
Tabel 4.6 Hasil Perencanaan Economizer 2.....	52
Tabel 4.7 Hasil Perhitungan di Evaporator	54
Tabel 4.8 Hasil Perhitungan di Kondensor.....	55
Tabel 4.9 Hasil Konversi (Iterasi ke Waktu).....	56
Tabel 4.10 Komponen Fitting pada Suction Side.....	59
Tabel 4.11Komponen Fitting pada Discharge Side.....	61

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam proses pembangunan kapal diperlukan perencanaan yang matang, termasuk perencanaan sistem-sistem yang ada didalamnya seperti sistem supply air tawar. Didalam merencanakan sistem supply air tawar perlu dilakukan perhitungan tangki air tawar yang bergantung pada beberapa parameter seperti; lama waktu berlayar kapal, jumlah penumpang kapal, dan kebutuhan lainnya (pendingin *engine*, dll) [Gaguk]. Semakin lama waktu berlayar kapal dan semakin banyak jumlah penumpang kapal, maka kebutuhan air tawar akan semakin banyak pula sedangkan berat beban yang dapat diangkut kapal adalah konstan. Maka dari itu ketersediaan air tawar dalam jumlah besar akan mempengaruhi jumlah muatan yang mampu diangkut oleh kapal (*payload*).

Untuk memenuhi kebutuhan air tawar yang besar tersebut terdapat 2 pilihan yaitu menyediakan kapasitas tangki yang besar atau menyediakan sistem produksi air tawar (pengolahan air laut). Namun untuk menyediakan ruangan yang luas untuk tangki air tawar akan mengurangi *payload* kapal (penumpang yang diangkut berkurang), sehingga pada tugas akhir ini akan dibahas sistem produksi air tawar (pengolahan air laut) sebagai alternatif pemenuhan kebutuhan air tawar pada KM.Labobar.

Proses pengolahan air laut menjadi air tawar tersebut dikenal sebagai proses desalinasi. Desalinasi adalah proses pemisahan yang digunakan untuk mengurangi kandungan garam terlarut dari air garam hingga level tertentu sehingga air dapat digunakan. Proses desalinasi melibatkan tiga aliran cairan, yaitu umpan berupa air garam (misalnya air laut), produk bersalinitas rendah, dan konsentrat bersalinitas tinggi [Riana, *et al.*, 2012].

Teknologi desalinasi memanfaatkan perubahan fase atau menggunakan membran semipermeable untuk memisahkan pelarut dan zat terlarut. Secara umum teknologi desalinasi dapat diklasifikasikan menjadi 2 kelompok berdasarkan prosesnya, yaitu : (i) perubahan fase atau thermal process atau destilasi dan (ii) membrane process [Kalogirou, 2005].

Destilasi atau penyulingan merupakan salah satu cara untuk mengubah air laut menjadi air tawar dengan memanfaatkan perbedaan kecepatan atau kemudahan menguap (*volatilitas*) bahan pelarut dan zat terlarut [Galih, 2012]. Terdapat berbagai macam sumber panas untuk menjalankan teknologi destilasi ini, antara lain : solar panel, steam (boiler), heater, dll. Dan pada tugas akhir ini akan dibahas penggunaan gas buang dari mesin induk dan high temperatur circuit pada sistem pendingin sebagai pemanas sistem destilasi ini. Dengan terdapatnya sistem ini diatas kapal perencanaan tangki air tawar tidak terlalu besar dan memakan tempat yang terlalu luas. Sebanyak apapun kebutuhan air tawar, selama sistem ini dapat berjalan maka kebutuhan akan air tawar akan terpenuhi.

1.2 Perumusan Masalah

Dengan uraian diatas, maka dapat disimpulkan perumusan masalahnya adalah sebagai berikut :

1. Berapa panas dari gas buang mesin induk yang bisa digunakan sebagai sumber pemanas sistem destilasi ?
2. Bagaimana merencanakan sistem destilasi dengan menggunakan *thermal oil* untuk memenuhi kebutuhan air tawar ?
3. Berapa kapasitas produksi air tawar dari sistem destilasi yang telah direncanakan ?
4. Peralatan apa saja yang harus disediakan untuk system destilasi pada KM. Labobar dengan menggunakan gas buang dari mesin induk kapal

1.3 Batasan Masalah

Permasalahan yang telah diuraikan diatas akan diberi batasan-batasan agar pembahasan tidak melebar dan terlalu luas. Adapun batasan-batasannya adalah :

1. Perencanaan sistem destilasi didasarkan pada data yang diperoleh pada KM. Labobar
2. Analisa ekonomi tidak akan diperhitungkan
3. Energi exhaust gas yang digunakan pada saat 80% *power engine*

1.4 Tujuan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Menghitung panas dari gas buang mesin induk yang bisa digunakan sebagai sumber pemanas sistem destilasi
2. Merancang sistem destilasi dengan menggunakan *thermal oil* pada kapal
3. Menghitung berapa besar kapasitas produksi air tawar dari sistem destilasi yang telah direncanakan
4. Menyusun spesifikasi dari peralatan yang dibutuhkan.

1.5 Manfaat

Manfaat dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Mendapatkan suatu sistem baru untuk mengubah air laut menjadi air tawar dengan memanfaatkan exhaust gas

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Metode Pengolahan Air Laut

Metode pengubahan air laut menjadi air tawar biasa disebut dengan istilah desalinasi. Desalinasi adalah proses pemisahan yang digunakan untuk mengurangi kandungan garam terlarut dari air garam hingga level tertentu sehingga air dapat digunakan [Riana, *et al.*, 2012]. Teknologi desalinasi memanfaatkan perubahan fase atau menggunakan membran semipermeable untuk memisahkan pelarut dan zat terlarut. Secara umum teknologi desalinasi dapat diklasifikasikan menjadi 2 kelompok berdasarkan prosesnya, yaitu :

- (i) perubahan fase atau *thermal process* atau destilasi dan
- (ii) *membrane process*

Berikut ini merupakan daftar berbagai macam teknologi desalinasi telah dikembangkan hingga saat ini [Soteris, 2005].

Phase-change processes	Membrane processes
1. Multi-stage flash (MSF)	1. Reverse osmosis (RO)
2. Multiple effect boiling (MEB)	–RO without energy recovery
	–RO with energy recovery (ER-RO)
3. Vapour compression (VC)	2. Electrodialysis (ED)
4. Freezing	
5. Humidification/dehumidification	
6. Solar stills	
–Conventional stills	
–Special stills	
–Cascaded type solar stills	
–Wick-type stills	
–Multiple-wick-type stills	

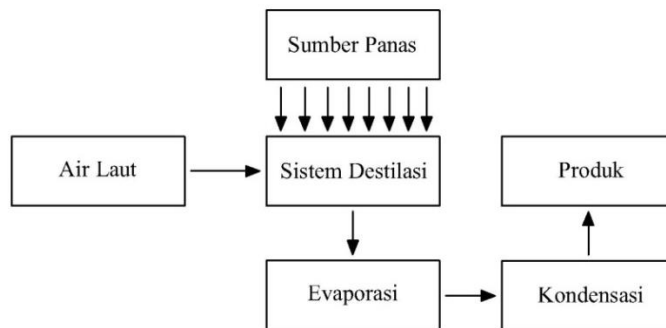
Gambar 2.1. Jenis-jenis teknologi desalinasi
(Sumber : Kalogirou, 2005)

Pemilihan proses teknologi desalinasi didasarkan pada beberapa faktor, antara lain:

1. Salinitas (kadar zat terlarut air masukan)
2. Kualitas air bersih yang diinginkan
3. Sumber energi yang akan digunakan untuk produksi air
4. Debit air yang diperlukan
5. Faktor ekonomi, keandalan, kemudahan operasi dan perawatannya.

Teknologi desalinasi termal jenis *Multi Stage Flash* (MSF), *Multi Effect Distillation* (MED) dan *Multi Vapour Compression* (MVC) dapat memurnikan air dari kadar 55000 ppm menjadi sekitar 10 ppm, sedangkan proses membran jenis *Reverse Osmosis* (RO) dengan sekali proses dapat menghasilkan air tawar dengan IDS berkisar antara 350-500 ppm [Ari, 2004].

2.1.1 Sistem Destilasi



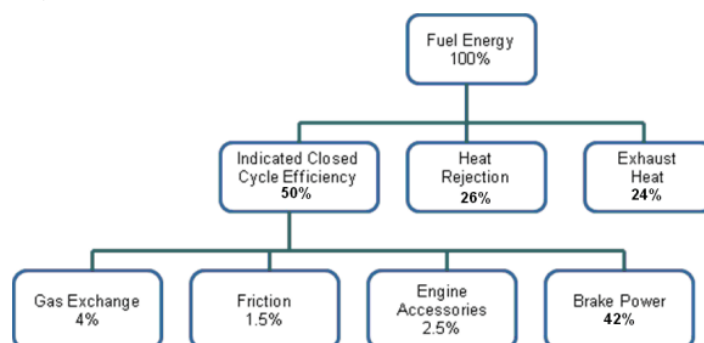
Gambar 2.2. Proses umum destilasi

Destilasi merupakan istilah lain dari penyulingan, yakni suatu proses penguapan (evaporasi) cairan dengan cara memanaskan cairan tersebut beserta komponen penyusunnya yang menguap pada suhu yang berbeda, sehingga dapat dipisahkan komponen satu dengan yang lain melalui proses kondensasi. Cairan yang lebih dahulu menguap akan dikondensasikan sehingga dapat berubah kembali menjadi cairan. Proses ini digunakan untuk memurnikan satu cairan dari campurannya baik cairan maupun padatan (terlarut) [Cammack, 2006].

Pada system ini terdapat 2 prinsip dasar yaitu penguapan (*evaporasi*) dan pengembunan (*condensation*). Zat yang memiliki titik didih lebih rendah akan lebih cepat menguap (air) dan yang memiliki titik didih tinggi akan mengendap didasar tangki [Galih, 2016].

Pada alat destilasi ini memanfaatkan *high temperature circuit* pada *cooling system* dan *thermal oil* untuk memanaskan air laut hingga menjadi uap air. *Thermal oil* dipanaskan oleh exhaust gas melalui *economizer* yang dipasang pada *exhaust pipe*.

2.2. Sumber Energi Panas



Gambar 2.3. Keseimbangan energi pembakaran

(Sumber : Technologies and Approaches to Reducing the Fuel Consumption of Medium- and Heavy-Duty Vehicles)

Pada proses pembakaran motor diesel dua langkah maupun empat langkah, tidak semua tenaga hasil pembakaran digunakan secara efektif (effective work). Berdasarkan dari gambar diatas sebesar 24% tenaga hasil pembakaran dibuang melalui gas buang (exhaust gas) dan sebesar 26% tenaga hasil pembakaran dibuang melalui cooling loss. Maka dari itu sangat mungkin tenaga yang hilang tersebut dimanfaatkan kembali untuk energy alternative di kapal, salah satunya adalah pemanfaatan energy dari exhaust gas (sebesar 24% dari total pembakaran) dan energi dari cooling system (sebesar 26% dari total pembakaran) sebagai sumber pemanas pada system destilasi (pengubahan air laut menjadi air tawar)

2.3 Heat Exchanger

Heat Exchanger atau alat penukar kalor adalah suatu alat pemindah panas berbentuk tabular (tube-tube). Didalam heat exchanger selalu terjadi pertemuan antara 2 jenis fluida yang memiliki temperature berbeda, sehingga ketika bertemu didalam heat exchanger terjadi perpindahan kalor antara kedua fluida tersebut. Berikut beberapa jenis heat exchanger berdasarkan kegunaannya :

1. Economizer

Economizer merupakan heat exchanger yang dipasang pada sistem gas buang. Alat ini ditujukan untuk mengambil panas (heat recovery) dari gas buang sehingga energi yang tadinya terbuang bisa dimanfaatkan kembali.

2. Evaporator

Evaporator merupakan heat exchanger yang digunakan untuk menaikkan temperature air hingga air tersebut berubah fase menjadi uap.

3. Kondensor / Cooler

Kondensor merupakan heat exchanger yang digunakan untuk mengubah fase uap air menjadi cair (titik-titik air). Cooler prinsipnya sama dengan kondensor yaitu untuk menurunkan temperature kerja fluida. Tetapi kalau cooler tidak digunakan untuk merubah fase suatu fluida walaupun fungsinya sama yaitu mendinginkan



Gambar 2. 4. Exhaust Gas Economizer
(Sumber : www.cannonboilerworks.com)

Kemampuan suatu heat exchanger dalam menangkap atau melepaskan energi kalor dipengaruhi oleh beberapa hal. Faktor yang mempengaruhi tersebut dapat diwakili oleh rumus sebagai berikut [Holman,1997] :

$$Q = UA\Delta T_m$$

Dari rumus tersebut terdapat 3 faktor yang mempengaruhi :

1. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

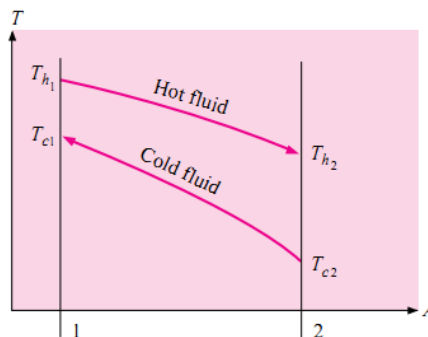
Koefisien perpindahan panas sangat mempengaruhi besar kecilnya panas yang akan dipindahkan. Nilai ini sangat bergantung pada jenis fluida yang dipakai dan jenis material penghubungnya (tube). Untuk koefisien Perpindahan panas menyeluruh kita harus menggabungkan koefisien perpindahan panas yang ada didalam dinding (hi), Koefisien perpindahan panas dinding (hwall), dan koefisien perpindahan panas yang ada di luar dinding (ho)

2. Luas Perpindahan Panas (A)

Luas perpindahan panas juga sangat menentukan dalam pertukaran kalor. Semakin besar luas perpindahan panas yang disediakan maka kalor (Q) yang akan dilepaskan ataupun yang diterima akan semakin besar

3. Beda Temperatur Rata-Rata (ΔT_m)

Beda suhu rata-rata merupakan beda suhu fluida ketika masuk dan keluar. Dalam menghitung beda suhu rata-rata perlu diketahui suhu masuk dan keluar masing-masing fluida baik fluida dingin maupun fluida panas. Sehingga beda suhu rata-rata bisa disebut beda suhu yang terjadi didalam alat penukar kalor.

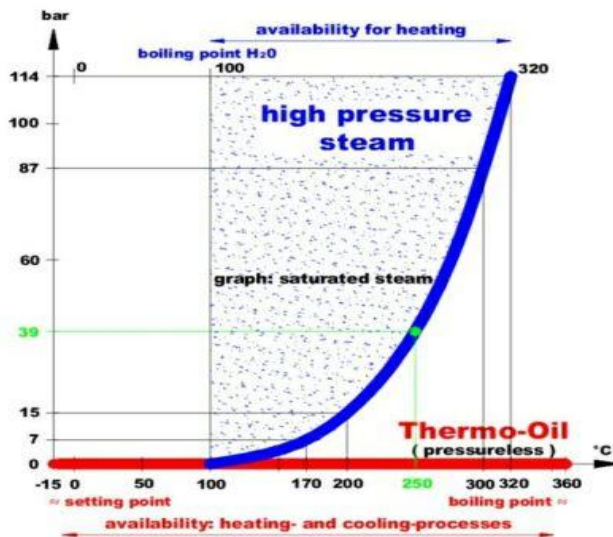


Gambar 2.5. Perbandingan Temperature Dengan Luas Perpindahan Panas
(Sumber : Perpindahan Panas)

Gambar tersebut menunjukkan bahwa pada luas perpindahan panas (A) yang semakin besar maka perubahan temperature (ΔT) akan semakin besar pula, seperti yang ditunjukkan pada rumus sebelumnya diatas.

2.4 Thermal Oil

Dalam proses perpindahan panas, secara umum fluida yang digunakan sebagai media pembawa energi panas adalah air dan thermal oil. Fluida yang digunakan disirkulasikan pada lintasan tertutup (close circuit system) yang menghubungkan pemanas (economizer) dengan peralatan pengguna (evaporator). Pada sistem destilasi system, thermal oil dialirkan dari expansion tank menuju system. Kemudian dipompa menuju economizer untuk mengambil energi panas dari exhaust gas kemudian dialirkan (ditransfer) kedalam tube-tube yang ada di economizer untuk menguapkan air laut.



Gambar 2.6. Perbandingan Thermal Oil Dengan Steam
(Sumber : www.regiomat.com)

Terdapat beberapa alasan memilih thermal oil dari pada air sebagai media pembawa energi panas, antara lain : thermal oil memiliki tekanan yang relative konstan pada temperature tinggi hal ini sangat berbeda dengan air yang sudah mengalami perubahan fase pada suhu 100°C. Ketika air sudah berubah menjadi uap, maka tekanannya akan selalu naik seiring pertambahan temperature. Selain itu thermal oil tidak mengakibatkan korosi pada system perpipaannya, lebih mampu mempertahankan panas yang dibawa, dan maintenance yang perlu dilakukan lebih minimal dari pada air (steam) [Hendra,2011].

2.5 Konduktivitas Termal

Konduktivitas termal adalah sifat material mampu menerima, serta menyerap dan memantulkan panas [Halauddin, 2006]. Dari nilai konduktivitas thermal tersebut kita dapat menghitung berbagai hal terhaait dengan fenomena perpindahan panas, seperti berapa besar kalor yang hilang atau berapa besar kalor yang diberikan/diterima melalui perantara material tersebut. Tabel dibawah ini merupakan contoh sebagian dari jenis-jenis material dan nilai thermal konduktivitasnya.

Jenis Bahan	Satuan	
	$\text{J s}^{-1} \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$	$\text{Kal s}^{-1} \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Perak	420	100
Tembaga	380	92
Aluminium	200	50
Baja	40	11
Kaca	0,84	$2 \cdot 10^{-1}$
Air	0,56	$1,4 \cdot 10^{-1}$
Asbes	0,16	$0,4 \cdot 10^{-1}$
Kayu	0,08	$0,2 \cdot 10^{-1}$
Gabus	0,04	$0,1 \cdot 10^{-1}$
Udara	0,02	$0,06 \cdot 10^{-1}$

Tabel 2.1. Konduktivitas Termal Beberapa Jenis Bahan
(Sumber : Halaudidin, 2006)

2.6 Keseimbangan Energi

Hukum ke-nol termodinamika dapat dinyatakan sebagai berikut : sistem-sistem dalam kesetimbangan termal mempunyai temperature yang sama. Jika ada dua sistem dalam kesetimbangan termal kemudian ada sistem ketiga, maka ketiga sistem tersebut akan mempunyai temperature yang sama [Abdu, 2011].

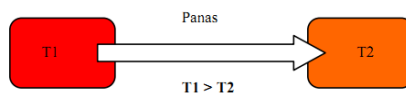
Hukum diatas yang memberi dasar bahwa akan terjadi ketimbangan energi (panas) pada dua benda yang akan berdekatan. Ketika suatu benda panas diletakkan pada lingkungan yang dingin atau sebaliknya, maka temperature benda tersebut akan menyesuaikan dengan temperature lingkungan. Sehingga akan selalu terjadi perpindahan kalor dari temperature tinggi ke temperature rendah. Dari keadaan tersebut, maka tercipta rumus sebagai berikut :

$$Q_{Lepas} = Q_{Terima}$$

Besar kalor yang diterima oleh setua benda akan bernilai sama dengan kalor yang dilepaskan benda lain (jika diasumsikan tidak ada kalor yang hilang kelingkungan).

2.7 Perpindahan Panas

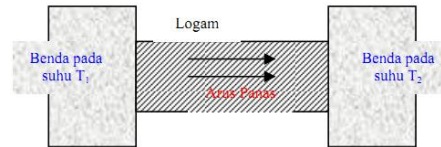
Perpindahan panas dapat terjadi karena adanya beda temepartur antara dua bagian benda. Panas akan mengalir dari benda yang bertemperatur tinggi ke benda yang bertemperatur rendah. Secara umum proses perpindahan panas dibagi menjadi tiga, yaitu perpindahan panas konduksi, konveksi, dan radiasi.



Gambar 2.7. Proses Perpindahan Panas

1. Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi merupakan proses perpindahan energi dari tempat bertemperatur tinggi ke tempat bertemperatur rendah. Panas akan berpindah secara estafet dari satu partikel ke partikel lain nya dalam medium tersebut [Mochamadta, 2011]. Besar perpindahan panas secara konduksi dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

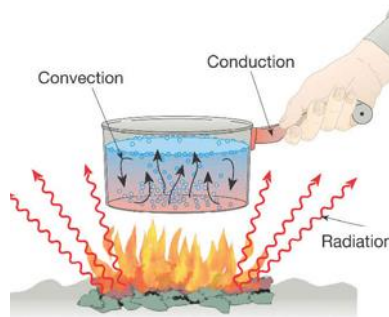


Gambar 2.8. Proses Perpindahan Panas Konduksi

$$Q = kA \frac{T_2 - T_1}{L}$$

2. Perpindahan Panas Konveksi

Konveksi merupakan proses perpindahan energi panas melalui pergerakan molekul-molekul fluida (cair dan gas) akibat adanya perbedaan temperatur. Besarnya konveksi bergantung pada : luas permukaan benda yang bersinggungan dengan fluida (A), perbedaan suhu antara benda dengan fluida (ΔT), dan koefisien konveksi (h). Koefisien konveksi sendiri bergantung pada viskositas fluida, kecepatan fluida, perbedaan temperatur antara benda dan fluida, kapasitas panas fluida, dan rapat massa fluida [Mochamadta, 2011].



Gambar 2.9. Proses perpindahan panas konveksi
(Sumber : www.pakmono.com)

$$Q = hA\Delta T$$

Perpindahan panas secara konveksi dibagi menjadi 2, yaitu [Luqman] :

a. Konveksi Bebas

Konveksi bebas merupakan perpindahan panas yang disebabkan oleh beda suhu dan beda rapat saja dan tidak ada tenaga dari luar yang

mendorongnya. Contoh : plat panas dibiarkan berada di udara sekitar tanpa ada sumber gerakan dari luar.

Untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas (h) pada konveksi bebas, dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$Nu = C(Gr, Pr)$$

Dari nilai Nu , kita dapat menghitung nilai h dengan menggunakan rumus :

$$Nu = \frac{h X}{k}$$

Nilai dari konstanta C bergantung pada dimana peristiwa konveksi bebas tersebut terjadi dan hasil perkalian antara nilai *Grashof Number* (Gr) dan *Prandtl Number* (Pr). Berikut ini merupakan contoh beberapa rumus *Nusselt Number* (Nu) yang digunakan pada konveksi bebas :

➤ Konveksi bebas pada bidang dan silinder vertical

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}$$

➤ Konveksi bebas pada silinder horizontal

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.60 + 0.387 \left\{ \frac{Gr Pr}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6}$$

➤ Konveksi bebas pada plat datar

$$Nu = 0.16(GrPr)^{1/3}$$

➤ Grashof Number (Gr)

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T X^3}{\nu^2}$$

➤ Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

b. Konveksi Paksa

Konveksi paksa merupakan perpindahan panas aliran gas atau cairan yang disebabkan adanya tenaga dari luar. Contoh : plat panas dihembus udara dengan kipas/blower

Untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas (h) pada konveksi paksa dapat digunakan 2 macam rumus, yaitu *Nusselt Number* (Nu) atau *Stanton Number* (St) sebagai berikut :

$$Nu = C(Re, Pr)$$

$$St = C\left(\frac{Re}{Pr}\right)$$

Dari nilai Nu atau St , kita dapat menghitung nilai h dengan menggunakan rumus :

$$Nu = \frac{hX}{k}$$

$$St = \frac{h}{\rho C_p U_\infty}$$

Nilai dari konstanta C bergantung pada dimana peristiwa konveksi paksa tersebut terjadi, nilai dari *Reynold Number* (Re) dan *Prandtl Number* (Pr). Berikut ini merupakan contoh beberapa rumus *Nusselt Number* (Nu) yang digunakan pada konveksi paksa :

➤ *Reynold Number* (Re)

$$Re = \frac{U_\infty X}{\nu}$$

➤ Aliran Laminar (nilai Pr , antara 0.6 sampai 50)

$$Nu = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

➤ Aliran Laminar (nilai Pr , lebih dari 100)

$$Nu = \frac{0.3387 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}}$$

➤ Aliran Transient

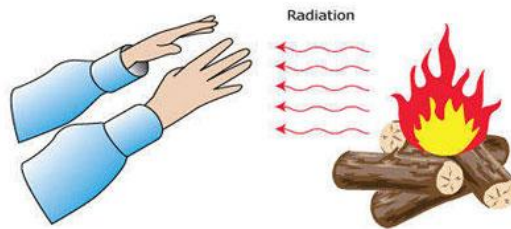
$$St \times Pr^{2/3} = 0.0296 Re^{-1/5}$$

➤ Aliran Turbulen

$$St \times Pr^{2/3} = 0.185 (\log Re)^{-2.584}$$

3. Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi terjadi pada setiap benda dimana suatu benda memancarkan gelombang elektromagnetik dengan flux radiasi yang ditentukan oleh temperature benda tersebut (hukum Stefan-Boltzman). Proses ini dikenal juga dengan radiasi termal. Semua radiasi merupakan gelombang elektromagnetik, hanya panjang dari gelombangnya yang berbeda-beda



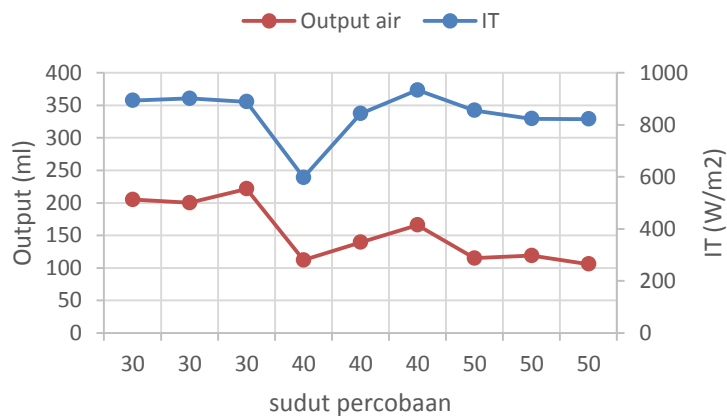
Gambar 2.10. Proses perpindahan panas radiasi
(Sumber : <http://dwirahmawati41.blogspot.co.id>)

$$Q = \epsilon \sigma T^4$$

2.8 Pengaruh Kalor Terhadap Kapasitas

Berdasarkan penelitian sebelumnya tentang destilasi dengan menggunakan solar energy menunjukkan bahwa [Galih, 2016]:

1. Besar intensitas cahaya matahari yang diterima oleh solar collector akan berdampak pada besar kapasitas produksi dari alat destilasi, seperti yang ditunjukkan pada grafik dibawah ini :



Grafik 2.1. Hubungan intensitas cahaya dengan flow rate

2. Dengan rata-rata temperatur air laut 50°C dan rata-rata temperatur lingkungan 35°C akan menghasilkan rata-rata produksi air tawar sebesar 27, 6 ml/jam.

No	Waktu	Ta (C)	Tw (C)	Tg (C)	Tsv (C)	Tp (C)	RH (%)	IT (W/m ²)	Flowrate
1	9:00 AM	34	38.2	35.5	46.3	45	68	477	0
2	10:00 AM	35	41	37	50.9	51	64	795	6
3	11:00 AM	35	47.5	36	54	52	60	1049	5.5
4	12:00 PM	35.4	60	37	57	52.5	55	1206	12
5	1:00 PM	36	58	38	60	57	52	1102	33
6	2:00 PM	36	57	37	58	56	56	1066	37
7	3:00 PM	35	49	36	57	51	62	903	58
8	4:00 PM	33	47	34	48	47	74	512	70
Rata-rata		34.93	49.7	36.3	53.9	51.4	61.38	888.8	27.6875
TOTAL									221.5 ml

Tabel 2.2. Tabel hasil percobaan

Keterangan :

- Ta : Temperatur lingkungan
 Tw : Temperatur air laut
 Tg : Temperatur kaca
 Tsv : Temperatur dalam ruang penguapan / basin
 Tp : Temperatur plat
 IT : Intensitas matahari

Prinsip kerja dari sistem destilasi menggunakan *solar collector* (energi matahari) ialah mendiamkan air laut pada suatu kotak kaca dengan volume tertentu dibawah sinar matahari. Dengan kondisi demikian air laut akan menerima kalor terus menerus dari sinar matahari sehingga ada sebagian air laut yang menguap. Hal ini sangat sesuai dengan tabel percobaan diatas, bahwa semakin kebawah flowrate produksi air tawar semakin besar karena akumulasi kalor yang diterima.

2.9 Penelitian Sebelumnya

Dalam beberapa penelitian sebelumnya, proses desalinasi sudah banyak dilakukan dengan menggunakan cahaya matahari (solar) sebagai sumber energinya ataupun menggunakan metode reverse osmosis (RO).

2.9.1 Penelitian dengan Metode Destilasi (Cahaya Matahari)

Pada penelitian ini dapat diketahui bahwa dengan temperatur air laut rata-rata 50°C, akan didapatkan kualitas air distilat sebagai berikut [Riana, *et al*, 2012]

Parameter	Satuan	Air Payau Artifisial	Air Distilat	Air Laut Artifisial	Air Distilat	Baku Mutu*
Temperatur	°C	24 - 31	27 - 30	24,2 - 42,5°C	23,7 - 31,6	-
pH	-	6,88 - 8,44	6,6 - 7,62	8,79	-	6,5 - 8,5
Salinitas	‰	10,5 - 15,34	0,02 - 0,24	38,0 - 39,4	0,02 - 0,09	-
Konduktivitas	µS/cm	17820 - 25200	21,5 - 500	56000 - 58900	30,6 - 54,9	-
Turbiditas	NTU	10,5 - 50,1	1,26 - 8,21	42,3	-	5
Klorida	mg/L	7019	70,54 - 93,02	-	-	250
TDS	mg/L	9860 - 12600	10,75 - 250	28000 - 29450	15,3 - 27,45	500
Besi (Fe)	mg/L	2,34	0,0045 - 0,0049	-	-	0,3
Kesadahan Ca	mg/L	20,20	0,153 - 0,175	-	-	-
Kesadahan Mg	mg/L	10,45	0,0012 - 0,0019	-	-	-
Kesadahan total	mg/L	30,65	0,1542 - 0,1769	-	-	500
E. coli	jumlah/100 mL	11	11	-	-	0

* Baku mutu mengacu pada Peraturan Menteri Kesehatan No. 492 tahun 2010

Tabel 2.3. Kandungan air distilat hasil percobaan

Dari tabel diatas dapat diketahui bahwa kualitas air distilat yang dihasilkan telah memenuhi standar baku mutu air minum berdasarkan Menteri Kesehatan No. 492 tahun 2010 untuk parameter temperatur, pH, salinitas, konduktivitas, turbiditas, klorida, TDS, besi, dan kesadahan. Tetapi untuk parameter E.coli masih belum memenuhi standar baku mutu air minum.

2.9.2 Keterkaitan dengan Metode yang Diajukan

Dari penelitian sebelumnya dapat diketahui bahwa dengan temperatur rata-rata air laut sebesar 50°C dan rata-rata temperatur lingkungan sebesar 35°C didapatkan flowrate air tawar sebesar 27.6 ml/jam. Selain itu air distilat yang dihasilkan telah memenuhi standar baku mutu air minum berdasarkan Menteri Kesehatan No. 492 tahun 2010 kecuali untuk parameter E.coli. Hal ini dikarenakan E.coli akan mati pada suhu diatas 60°C dengan lama pemanasan diatas 30 menit.

Berdasarkan data-data tersebut, metode yang diajukan akan menghasilkan flowrate yang lebih besar dan standar baku mutu air minum akan terpenuhi, mengingat sumber panas yang digunakan adalah gas buang dari mesin induk kapal yang memiliki suhu diatas 300°C . Sehingga perlu didesain sistem destilasi dengan efisiensi penangkapan panas yang tinggi, untuk menghasilkan sumber panas besar

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Perumusan Masalah

Pada awal pengerjaan tugas akhir ini adalah melakukan perumusan masalah yang ada. Perumusan masalah dapat dicari dengan cara observasi keadaan sekitar, ataupun mengaitkan kondisi kekinian dengan kondisi yang akan datang. Perumusan masalah yang diajukan nantinya akan mendapat solusi dari tugas akhir yang dikerjakan. Masalah yang diambil pada tugas akhir ini adalah besarnya konsumsi air tawar pada kapal yang dikaitkan pengaruh terhadap *pay load* (muatan) kapal.

3.2 Studi Literatur

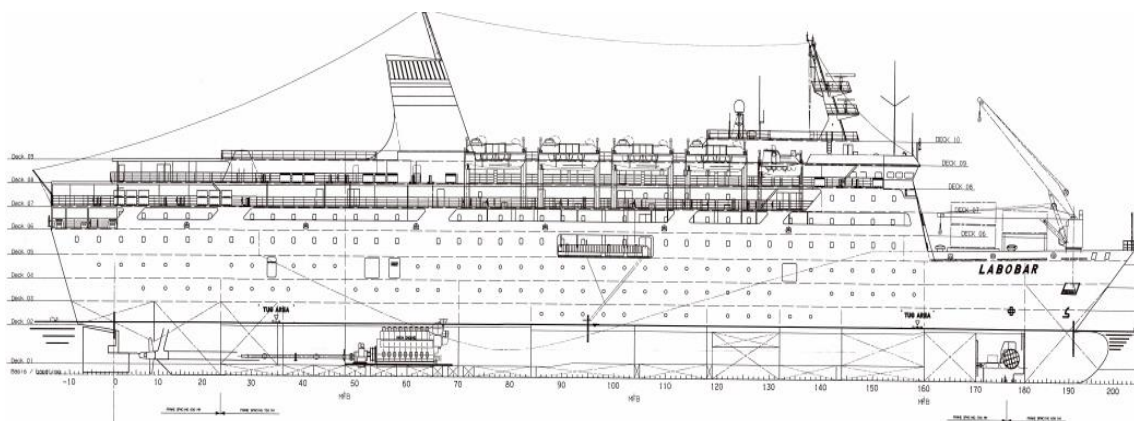
Tahap selanjutnya adalah studi literature. Pada tahap ini, segala macam hal yang berkaitan dengan permasalahan yang diangkat dipelajari, sehingga memiliki gambaran bagaimana permasalahan dapat di selesaikan. Studi literatur dapat dilakukan dengan cara membaca buku, *paper*, internet maupun jurnal yang berhubungan dengan sistem destilasi

3.3 Pengumpulan Data

Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini data-data yang diperlukan antara lain rencana umum kapal untuk mengetahui dimensi ruangan yang akan digunakan untuk merancang sistem destilasi, data tentang main engine sebagai sumber energi, dan sea water sebagai mediana

3.3.1 Data Kapal

Data kapal yang digunakan dalam Tugas Akhir ini adalah data kapal penumpang KM. Labobar milik PELNI. Adapun data-datanya adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1. KM. Labobar (tampak samping)
(Sumber : KM. Labobar)

Name of Ship	: KM. Labobar	
Length O.A	: 146,5	m
Length between P.P	: 130	m
Draft	: 5,90	m
Depth	: 13,4	m
Breadth	: 23,4	m
Speed Design	: 22,4	Knot
Deadweight	: 3350	Ton
Gross Tonnage	: 15200	GT
Time for Sailing	: 10	days

3.3.2 Data Main Engine

Data-data *main engine* yang diperlukan adalah data gas buang dan cooling system. Hal ini digunakan untuk mengetahui berapa besar energi yang bisa dimanfaatkan sebagai sumber energi pada sistem destilasi yang direncanakan.

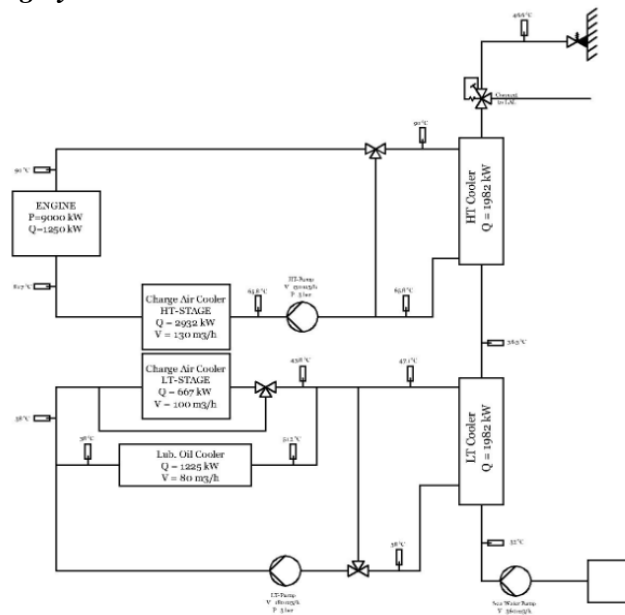
a. Gas buang

Energi yang dimiliki oleh gas buang tergantung pada besar *mass flow rate* dan temperatur dari gas buang. Berikut merupakan data-datanya :

At % Power	Flow Rate (kg/h)	Temperature (°C)
100 % Power	61075.00	312
90 % Power	56800.00	305
80 % Power	50695.00	311
70 % Power	44360.00	313
60 % Power	34875.00	326
50 % Power	32925.00	342

Tabel 3.1 Mass flow rate dan temperature gas buang
(Sumber : MaK 9M43C Project Guide)

b. Cooling System



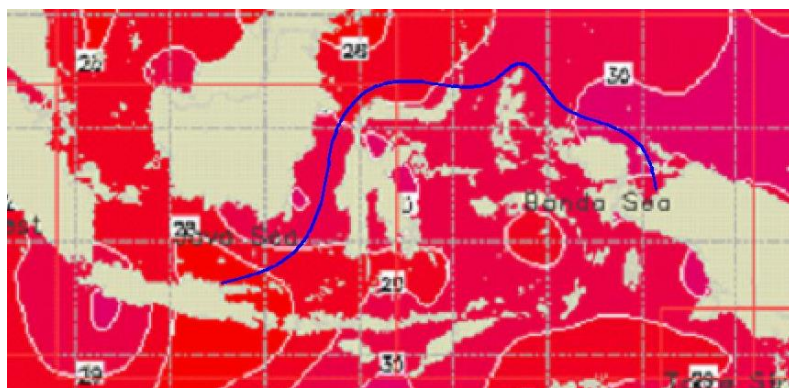
Gambar 3.2 Cooling System
(Sumber : MaK 9M43C Project Guide)

Pada project guide MaK 9M43C, energi yang bisa dimanfaatkan pada cooling system sudah diketahui yaitu sebesar 1892 kW pada LT Cooler dan 4182 kW pada HT Cooler

3.3.3 Data Air Laut

Data tentang air laut yang dibutuhkan adalah temperature air laut dan salinitas (kandungan padatan dalam air laut) yang sesuai dengan rute pelayaran KM. Labobar.

a. Temperatur



Gambar 3.3 Temperatur air laut
(Sumber: www.weatheronline.co.uk)

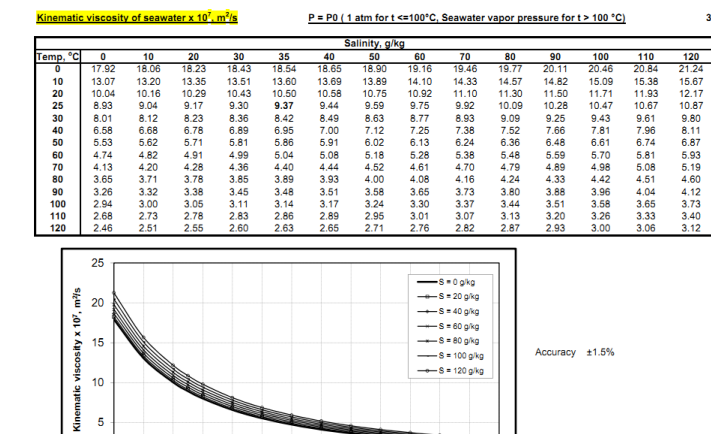
Dari gambar diatas dapat diketahui bahwa suhu air laut sesuai rute pelayaran KM. Labobar (garis biru) memiliki suhu yang berbeda-beda antara 28°C-30°C. Maka dari itu dalam perhitungan nanti akan diambil suhu air laut yang terkecil yaitu 28°C

b. Salinitas

Nilai dari salinitas air laut menunjukkan banyak sedikitnya air tawar yang terkandung dalam air laut. Semakin besar nilai salinitas kandungan air tawar semakin sedikit. Nilai salinitas tiap air laut berbeda, tetapi rata-rata air laut memiliki nilai salinitas 35000 ppm (Chung, et, all). Dan untuk sistem destilasi sendiri, air laut akan diuapkan sampai memiliki nilai salinitas sebesar 70000 ppm (Sayed, et all)

c. Data Properties Air Laut

Air laut merupakan komponen utama dari sistem destilasi ini. Air laut akan menerima kalor dari *cooling system* dan *thermal oil (exhaust gas)* sampai air laut tersebut menguap (tidak seluruhnya menguap). Dalam proses perhitungan perpindahan panas tersebut diperlukan data-data properties air laut seperti massa jenis, konduktivitas thermal, dan lain-lain pada berbagai temperature. Berikut ini merupakan data-data properties air laut yang digunakan :



Tabel 3.2 Sea Water Properties
(Sumber : web.mit.edu/seawater)

3.3.4 Data Properties Thermal Oil

Dalam sistem ini thermal oil digunakan sebagai media untuk memindahkan energi (kalor) dari exhaust gas ke evaporator. Karena thermal oil berkaitan dengan proses perpindahan panas maka data-data tentang properties dari thermal oil diperlukan dalam perhitungan di economizer ataupun di evaporator. Dalam tugas akhir ini, thermal oil yang digunakan adalah ABCO-NF dengan data properties sebagai berikut :

THERMAL FLUID TERMISK OLIE typical white				AB&CO · TT BOILERS	
Temperature	Density	Specific Heat	Heat Conductivity	Dynamic Viscosity	Prandtl's Number
t	M	C _p	L	μ	Pr
°C	kg/m ³	kJ/(kg·K)	W/(m·K)	x10 ⁻⁶ Pa·s	-
-30	4.600	1,696	0,137	21.160.000	262.719
0	882,0	1,805	0,134	163.170	2.191
20	873,6	1,878	0,133	42.806	605
40	865,2	1,951	0,132	16.438	244
60	856,8	2,023	0,130	8.054	125
80	848,4	2,096	0,129	4.581	74,6
100	839,9	2,169	0,127	2.982	50,8
110	835,7	2,205	0,126	2.490	43,4
120	831,5	2,241	0,126	2.095	37,3
130	827,3	2,278	0,125	1.787	32,6
140	823,1	2,314	0,124	1.547	28,8
150	818,9	2,350	0,124	1.368	26,0
160	814,7	2,386	0,123	1.214	23,6
170	810,5	2,423	0,122	1.078	21,3
180	806,3	2,459	0,121	976	19,8
190	802,1	2,496	0,121	874	18,1
200	797,9	2,532	0,120	798	16,8
210	793,7	2,568	0,119	734	15,8
215	791,6	2,587	0,119	701	15,2
220	789,5	2,605	0,119	667	14,7
225	787,4	2,623	0,118	642	14,3
230	785,3	2,641	0,118	618	13,9
235	783,2	2,659	0,117	595	13,5

Tabel 3.3 Thermal Oil Properties
(Sumber : www.abco.dk)

3.3.5 Data Properties Uap Air

Pada sistem ini, steam (uap air) merupakan hasil dari evaporator (hasil penguapan air laut). Uap air ini harus didinginkan terlebih dahulu di dalam kondensor agar menjadi air tawar (produk). Di dalam kondensor terdapat perpindahan panas antara uap air dengan fluida pendinginnya, sehingga diperlukan data-data properties dari uap air tersebut. Berikut ini merupakan data-data properties dari uap air :

Absolute Pressure (bar)	Boiling Point (°C)	Specific Volume (steam) (m ³ /kg)	Density (steam) (kg/m ³)	Specific Enthalpy of Liquid Water (sensible heat) (kJ/kg)	Specific Enthalpy of Steam (total heat) (kJ/kg)	Latent heat of Vaporization (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg K)
0.02	17.51	67.006	0.015	73.45	2533.64	2460.19	1.8644
0.03	24.10	45.667	0.022	101.00	2443.12	2342.12	1.8594
0.04	28.96	34.802	0.029	121.41	2354.51	2233.10	1.8736
0.05	32.90	28.194	0.035	137.77	2261.59	2123.82	1.8774
0.06	36.18	23.741	0.042	151.50	2167.51	2016.01	1.8808
0.07	39.02	20.531	0.049	163.38	2072.62	1909.24	1.8840
0.08	41.53	18.105	0.055	173.87	1977.11	1803.25	1.8871
0.09	43.79	16.204	0.062	183.28	1881.14	1697.85	1.8899
0.1	45.83	14.675	0.068	191.84	1785.78	1593.94	1.8927
0.2	60.09	7.650	0.131	251.48	1609.86	1358.38	1.9156
0.3	69.13	5.229	0.191	289.31	1455.43	1166.12	1.9343
0.4	75.89	3.993	0.250	317.65	1330.88	1013.23	1.9506
0.5	81.36	3.240	0.309	340.57	1230.42	889.85	1.9654
0.6	85.95	2.732	0.366	359.50	1153.57	794.07	1.9790
0.7	89.96	2.365	0.423	376.77	1090.07	713.30	1.9919
0.8	93.51	2.087	0.479	391.73	1036.77	645.05	2.0040
0.9	96.71	1.869	0.535	405.21	992.85	587.64	2.0156
1.0	99.63	1.694	0.590	417.51	957.43	539.92	2.0267
1.1	102.32	1.549	0.645	428.84	929.61	490.77	2.0373
1.2	104.81	1.428	0.700	439.36	904.44	465.08	2.0476
1.3	107.13	1.325	0.755	449.19	881.29	432.10	2.0576
1.4	109.32	1.236	0.809	458.42	859.49	401.07	2.0673
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	839.36	372.23	2.0768
1.6	113.32	1.091	0.916	475.36	820.87	345.51	2.0860
1.7	115.17	1.031	0.970	483.22	803.97	320.75	2.0950
1.8	116.95	0.977	1.023	490.70	788.54	297.84	2.1037
1.9	118.62	0.929	1.076	497.85	774.56	276.71	2.1124
2	120.23	0.885	1.129	504.71	761.92	257.21	2.1208
2.2	123.07	0.810	1.235	517.63	731.60	213.97	2.1372
2.4	126.09	0.746	1.340	529.64	696.26	166.62	2.1501
2.6	128.73	0.693	1.444	540.88	665.17	124.31	2.1685
2.8	131.10	0.648	1.543	551.35	638.25	86.92	2.1835

Tabel 3.4 Steam Properties
(Sumber:www.engineeringtoolbox.com)

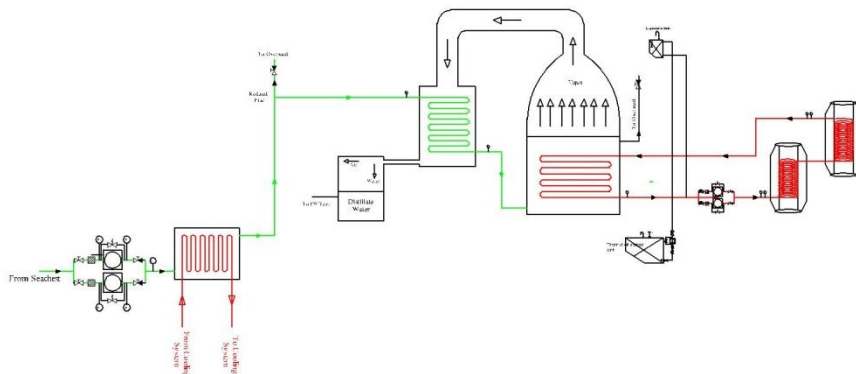
3.3.6 Data Tangki Air Tawar

Kode	Name	Volume
T4	FW Tank 31 P	119,83
T5	FW Tank 31 S	119,83
T6	FW Tank 31 C	171,98
T9	FW Tank 31 C	367,34
T43	FW Tank 31 P	221,58
T44	FW Tank 31 S	221,58
T42	FW Tank 31 C	242,59
Total		1464,92

Tabel 3.5 Volume tanki air tawar
(Sumber : KM. Labobar)

3.4 Perancangan Sistem Destilasi

Pada tahap ini dilakukan perancangan sistem destilasi pada KM. Labobar, sehingga pada akhirnya sistem destilasi ini bisa diaplikasikan pada kapal tersebut. Berikut ini merupakan rencana instalasi sistem destilasi yang akan diterapkan.



Gambar 3.4 Sistem destilasi yang direncanakan

3.5 Perhitungan

Pada tahap ini dilakukan perhitungan dari data-data yang sudah didapatkan, khususnya jumlah energi yang dapat dimanfaatkan dari gas buang dan cooling system main engine. Dari perhitungan tersebut maka akan dapat diketahui berapa kapasitas produksi dari sistem destilasi yang telah direncanakan.

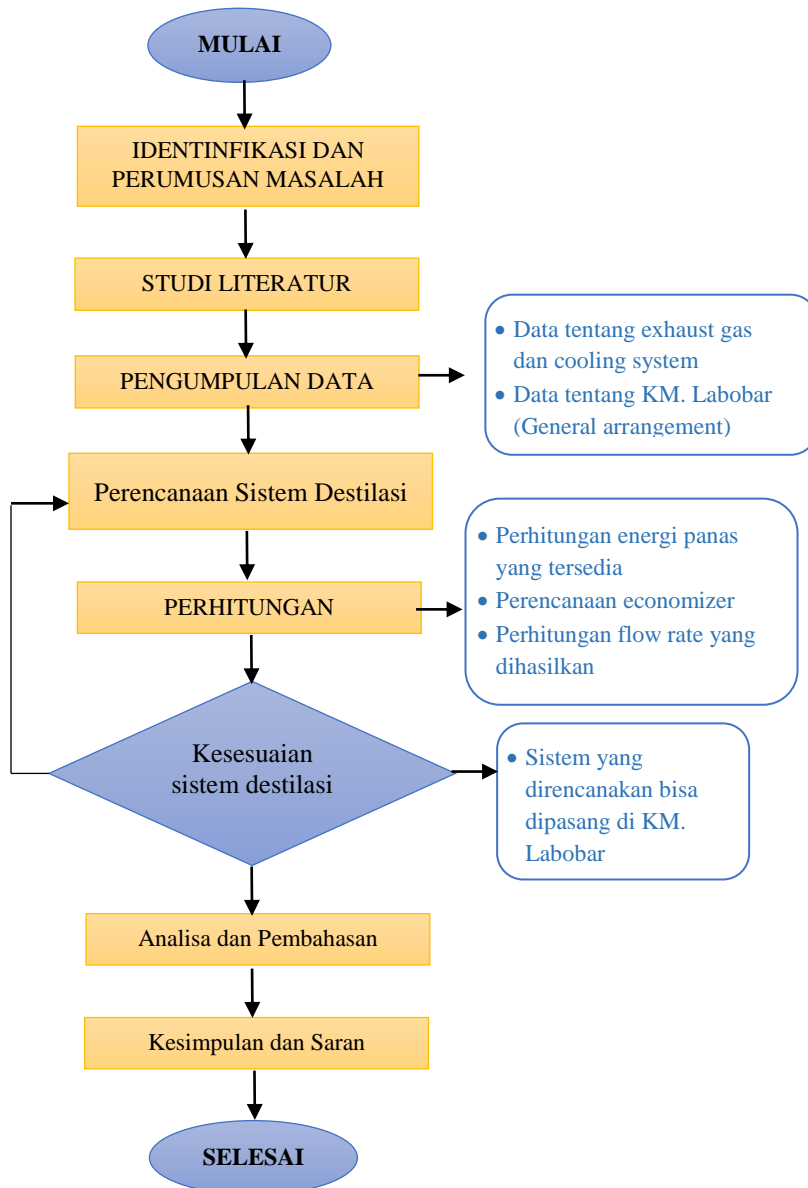
3.6 Analisa dan Pembahasan

Analisa yang dilakukan adalah bagaimana jalannya sistem yang direncanakan dan berapa presentase kebutuhan yang dapat dipenuhi dengan sistem tersebut. Menganalisa ketersediaan ruangan dikapal untuk mengaplikasikan sistem tersebut.

3.7 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini dilakukan penyimpulan dari analisa data yang telah dilakukan sebelumnya dan dihubungkan dengan teori-teori pendukungnya.

3.8 Flow Chart Perkerjaan Skripsi



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Kebutuhan *Fresh Water*

Perhitungan kebutuhan air tawar (*fresh water*) ini didasarkan pada penggunaan air tawar dalam sistem sanitary. Dalam sistem sanitary, air tawar digunakan untuk memenuhi kebutuhan untuk memasak, mandi, mencuci, dan lain-lain (kebutuhan non kakus). Maka dari itu perhitungan kebutuhan air tawar akan sesuai dengan besarnya produksi limbah air tawar (*grey water*) dalam sistem sanitary.

Berikut ini merupakan spesifikasi tanki air tawar pada KM. Labobar :

Kode	Name	Volume
T4	FW Tank 31 P	119,83
T5	FW Tank 31 S	119,83
T6	FW Tank 31 C	171,98
T9	FW Tank 31 C	367,34
T43	FW Tank 31 P	221,58
T44	FW Tank 31 S	221,58
T42	FW Tank 31 C	242,59
Total		1464,92

Tabel 4.1 Volume tanki air tawar
(Sumber : KM. Labobar)

Dari tabel diatas adapat diketahui bahwa total volume air tawar adalah sebesar m³. Sekitar 60-85% dari total volume kebutuhan air bersih akan menjadi limbah cair domestic. Bagian *grey water* adalah sekitar 75% dari total volume limbah cair domestic [Hansen & Kjellerup 1994, dalam Arifin 2016]

Maka dari pernyataan diatas dapat dihitung limbah *grey water* yang nantinya akan menjadi acuan kebutuhan air tawar, dimana :

$$\begin{aligned}
 \text{Volume total air tawar} &: 1464,92 \text{ m}^3 \\
 \text{Volume limbah domestik} &: 75\% \times V_{\text{total air tawar}} \\
 &: 75\% \times 1464,92 \\
 &: 1098.69 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Volume grey water} &: 75\% \times V_{\text{Limbah Domestic}} \\
 &: 75\% \times 1098.69 \\
 &: 824,02 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Maka limbah *grey water* (air tawar) yang dihasilkan kapal per hari (selama berlayar 10 hari) adalah 82,4 m³/hari. Sehingga nilai dari kebutuhan air tawar juga akan bernilai sama yaitu 82.4 m³/hari atau 1.2716 kg/s.

4.2 Perhitungan Energi dalam Gas Buang

Energi yang dimiliki oleh gas buang ditentukan oleh besar kecilnya laju aliran massa dan tinggi rendahnya temperatur dari gas buang itu sendiri. Berikut ini merupakan tabel laju aliran massa beserta suhunya pada tiap-tiap % power engine :

At % Power	Flow Rate (kg/h)	Temperature (°C)
100 % Power	61075.00	312
90 % Power	56800.00	305
80 % Power	50695.00	311
70 % Power	44360.00	313
60 % Power	34875.00	326
50 % Power	32925.00	342

Tabel 4.2 Laju aliran massa dan temperatur gas buang
(Sumber : MaK 9M43C Project Guide)

Dengan data-data tersebut diatas maka dapat dihitung berapa besar potensi panas yang dapat dimanfaatkan dari gas buang pada tiap-tiap % power engine sebagai berikut :

- a. 100% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m}E \times Cp \times T \\
 &= 61075 \times 1.048 \times 312 \\
 &= 19967201 \quad \text{kJ/h} \\
 &= 5546.445 \quad \text{kJ/s}
 \end{aligned}$$

- b. 90% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m}E \times Cp \times T \\
 &= 56800 \times 1.046 \times 305 \\
 &= 18127487 \text{ kJ/h} \\
 &= 5035.413 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

- c. 80% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m}E \times Cp \times T \\
 &= 50695 \times 1.048 \times 311 \\
 &= 16517244 \text{ kJ/h} \\
 &= 4588.123 \quad \text{kJ/s}
 \end{aligned}$$

- d. 70% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m}E \times Cp \times T \\
 &= 44360 \times 1.048 \times 313 \\
 &= 14551978 \text{ kJ/h} \\
 &= 4042.216 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

- e. 60% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m}E \times Cp \times T \\
 &= 34875 \times 1.051 \times 326 \\
 &= 11946694 \text{ kJ/h} \\
 &= 3318.526 \quad \text{kJ/s}
 \end{aligned}$$

- f. 50% power engine

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \dot{m} E \times C_p \times T \\
 &= 32925 \times 1.055 \times 342 \\
 &= 11875165 \text{ kJ/h} \\
 &= 3298.657 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Suhu Air Laut (*Cooling System*)

Berdasarkan data dari project guide engine KM. Labobor (MaK 9M43C), menunjukkan energi yang bisa dimanfaatkan pada cooling system. Nilai energi yang tersedia tersebut sebesar 1892 kW pada cooler low temperature circuit dan sebesar 4182 kW pada cooler high temperature circuit, sehingga didapatkan total energi yang bisa dimanfaatkan (terbuang) sebesar 6074 kW.

4.3.1 Suhu setelah melewati LT cooler

$$Q = \dot{m} c \Delta T$$

Dimana,

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= 367653,6 \text{ kg/h} \\
 &= 102,13 \text{ kg/s} \\
 c &= 4.0033 \text{ kJ/kg.K} \\
 Q &= 1892 \text{ kW} \\
 &= 1892 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m} c}$$

$$\Delta T = \frac{1892}{102.13 \times 4.0033}$$

$$\Delta T = 4.628^\circ\text{C}$$

4.3.2 Suhu setelah melewati HT cooler

$$Q = \dot{m} c \Delta T$$

Dimana,

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= 367056 \text{ kg/h} \\
 &= 101.96 \text{ kg/s} \\
 c &= 4.005 \text{ kJ/kg.K} \\
 Q &= 4182 \text{ kW} \\
 &= 4182 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m} c}$$

$$\Delta T = \frac{4182}{101.96 \times 4.005}$$

$$\Delta T = 10.242^\circ\text{C}$$

Sehingga, ketika air laut masuk kedalam system pendingin engine MaK 9M43C dan menjadi pendingin dalam system tersebut akan terjadi kenaikan suhu sebesar 14.87 °C. Sehingga ketika suhu air laut ketika masuk (suhu air laut sesuai rute KM.Labobar) adalah 28°C, maka ketika keluar dari sistem pendingin akan memiliki suhu 42.87°C

4.4 Perhitungan Diameter Pipa dari Cooling System ke Kondensor

Pada pipa overboard cooling system direncanakan dipasang T joint yang digunakan untuk memasok air laut dari cooling system ke kondensor. Perhitungan diameter ini perlu dilakukan untuk mengetahui berapa besar air laut yang dialirkan ke dalam system. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_2$$

Dimana,

$$\begin{aligned} Q_{tot} &= 0.1 && \text{m}^3/\text{s} \\ Q_1 &= 0.0885 && \text{m}^3/\text{jam} \\ Q_2 &= 0.0115 && \text{m}^3/\text{jam} \end{aligned}$$

4.4.1 Diameter pipa utama

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q_{tot}}{3.14 \times v}}$$

Dimana,

$$v = \text{Kecepatan} = 2.5 \text{ m/s (direncanakan)}$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{4 \times 0.1}{3.14 \times 2.5}} \\ d &= 225.73 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan BKI Vol III, pipa air laut yang memiliki diameter 244.5 mm dan melewati kamar mesin harus memiliki ketebalan minimal 6.3 mm. Sehingga dipilih pipa carbon steel galvanized dengan spesifikasi sebagai berikut :

Standart	= ASME B36.10M
Diameter dalam	= 254.46 mm
Ketebalan	= 9.27 mm
Diameter luar	= 273 mm
Schedule	= 40

4.4.2 Kecepatan di Pipa Cabang (menuju overboard)

Diamater pipa cabang yang menuju ke overboard direncanakan sama dengan diameter pipa utama.

$$v = \frac{4 \times Q_1}{3.14 \times d^2}$$

Dimana,

$$d = \text{Diameter} = 248.8 \text{ mm}$$

$$v = \frac{4 \times 0.0885}{3.14 \times 0.25446^2}$$

$$= 1.74118 \text{ m/s}$$

4.4.3 Diameter di Pipa Cabang (menuju system)

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q_2}{3.14 \times v}}$$

Dimana,

$$V = \text{Kecepatan} = 1.845 \text{ m/s}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.0115}{3.14 \times 1.74118}}$$

$$= 91.7187 \text{ mm}$$

Berdasarkan BKI Vol III, pipa air laut yang memiliki diameter 117.8 mm dan melewati kamar mesin harus memiliki ketebalan minimal 5 mm. Sehingga dipilih pipa carbon steel galvanized dengan spesifikasi sebagai berikut :

Standart	= ASME B36.10M
Diameter dalam	= 90.12 mm
Ketebalan	= 5.74 mm
Diameter luar	= 101.6 mm
Schedule	= 80

4.4.4 Debit Air Laut yang Menuju System

Mengingat diameter pipa yang didapat berbeda dengan hitungan maka, harus dilakukan perhitungan kecepatan aliran fluida ulang, karena hal ini akan berpengaruh berapa banyak debit yang akan dialirkan ke dalam system.

a). Menghitung kecepatan aliran fluida

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_2$$

$$Q = A_1 \times v + (A_2 \times v)$$

$$v = \frac{Q}{A_1 + A_2}$$

$$v = \frac{0.1}{0.05083 + 0.006375}$$

$$v = 1.74118 \text{ m/s}$$

b). Menghitung Debit yang menuju system

$$Q_2 = A_2 \times v$$

$$Q_2 = 0.006375 \times 1.74118$$

$$Q_2 = 39.963 \text{ m}^3/\text{jam}$$

4.5 Perhitungan Kondensor (Steady)

4.5.1 Perhitungan Kesenjangan Energi

$$Q_{\text{dari uap}} = Q_{\text{ke air laut}}$$

$$\dot{m}_h C_h \Delta T_h + \dot{m}_h C_L = \dot{m}_c C_c \Delta T_c$$

Dimana,

$$\dot{m}_h = \text{Laju aliran massa (uap)} = 0.61384 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = \text{Laju aliran massa (air laut)} = 11.2903 \text{ kg/s}$$

$$C_h = \text{Kalor spesifik (air tawar)} = 4219.73 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \text{Kalor spesifik (air laut)} = 4007.29 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_L = \text{Kalor kondensasi} = 2255551 \text{ J/kg}$$

$$\Delta T_h = \text{Beda temperature (uap)} = 40.355 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_c = \text{Beda temperature (air laut)} =$$

$$(0.61384 \times 4219.73 \times (100.52 - 60) + (0.61384 \times 2255551.1) = 11.29 \times 4007.29 \times \Delta T_c$$

$$\Delta T_c = \frac{1489514.8}{45243.429}$$

$$= 32.922 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sehingga suhu air laut yang keluar dari kondensor adalah $T_{c \text{ out}} = T_{c \text{ in}} + \Delta T_c$

$$= 42.87 + 32.922$$

$$= 75.792 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.5.2 Perhitungan Koef. Perpindahan Kalor Menyeluruh

1). Menghitung Tahanan Thermal di dalam pipa

a). Menghitung Reynold Number

$$Re = \frac{U_\infty X}{\nu}$$

Dimana,

$$U_\infty = \text{Kecepatan fluida} = 26.943 \text{ m/s}$$

$$X = \text{Diameter dalam pipa} = 0.02291 \text{ m}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 6.64 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{26.943 \times 0.02291}{6.64 \times 10^{-7}}$$

$$= 929989.17 \text{ (transient)}$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$k = \text{Konduktivitas termal} = 0.63116 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = \text{Kalor spesifik} = 4007.29 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = \text{Viskositas dinamis} = 0.00067 \text{ kg/m.s}$$

$$Pr = \frac{4007.29 \times 0.00067}{0.63116}$$

$$= 4.283$$

c). Stanton Number

$$St = \frac{0.0296 Re^{-1/5}}{Pr^{2/3}}$$

$$St = \frac{0.0296 \times (929989.17)^{-1/5}}{4.283^{2/3}}$$

$$= 0.000718516$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di dalam pipa

$$St = \frac{h_i}{\rho \times C_p \times U_\infty}$$

Dimana,

$$U_\infty = \text{Kecepatan fluida} = 26.942 \quad \text{m/s}$$

$$C_p = \text{Kalor spesifik} = 4007.29 \quad \text{J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = \text{Massa jenis} = 1017.066 \quad \text{kg/m}^3$$

$$h_i = 0.0007185 \times 1017.066 \times 4007.29 \times 26.942$$

$$= 78899.079 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e). Tahanan Thermal di dalam pipa

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{78899.079 \times 3.14 \times 0.02291}$$

$$= 0.000176187$$

2). Menghitung Tahanan Thermal Dinding

Material pipa direncanakan terbuat dari campuran antara tembaga (copper) dan nikel dengan komposisi 90% tembaga, 10% nikel.

$$R_s = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k}$$

Dimana,

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 70.2 \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$r_o = \text{Jari-jari luar pipa} = 0.0127 \quad \text{m}$$

$$r_i = \text{Jari-jari dalam pipa} = 0.011455 \quad \text{m}$$

$$R_s = \frac{\ln(0.0127 / 0.011455)}{2 \times 3.14 \times 70.2}$$

$$= 0.000234$$

3). Menghitung Tahanan Thermal Uap Air

a). Koefisien perpindahan kalor rata-rata

$$h_o = C \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_v) g h_{fg} k_f^3}{\mu_f X (T_g - T_o)} \right]^{1/4}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} \rho_f &= \text{Massa jenis fluida} &= 958 & \text{kg/m}^3 \\ \rho_v &= \text{Massa jenis vapor} &= 0.6082 & \text{kg/m}^3 \\ h_{fg} &= \text{Kalor kondensasi} &= 2255551 & \text{J/kg} \\ k_f &= \text{Koef. Perpindahan panas} &= 0.63116 & \text{W/m}^\circ\text{C} \\ \mu_f &= \text{Viskositas dinamis fluida} &= 0.00067 & \text{kg/m.s} \\ X &= \text{Diameter pipa} &= 0.02291 & \text{m} \\ T_g &= \text{Temperatur di dalam pipa} &= 100.525 & ^\circ\text{C} \\ C &= \text{Koefisien} &= 0.725 & \text{untuk silinder} \\ & &= 0.943 & \text{untuk plat vertical} \end{aligned}$$

$$h_o = 0.725 \left[\frac{958 \times (958 - 0.6082) \times 9.81 \times 2255551 \times 0.63116^3}{6.7 \times 10^{-4} \times 1 \times (100.52 - T_o)} \right]^{1/4}$$

$$= 17378.905 \times (100.52 - T_o)^{-1/4}$$

Sehingga tahanan termal persatuan panjang menjadi,

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{(100.52 - T_o)^{1/4}}{17378.905 \times 3.14 \times 0.02291}$$

$$R_o = \frac{(100.52 - T_o)^{1/4}}{1386.072}$$

Neraca energi mensyaratkan,

$$\frac{T_g - T_o}{R_o} = \frac{T_o - T_i}{R_{wall}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} T_g &= \text{Temperatur di luar pipa} &= 100.52 & ^\circ\text{C} \\ T_o &= \text{Temperatur dinding luar} &= & \\ T_w &= \text{Temperatur air laut} &= 42.87 & ^\circ\text{C} \\ T_i &= \text{Temperatur dinding dalam} &= & \\ R_o &= \text{Tahanan termal diluar pipa} &= & \end{aligned}$$

$$R_s = \text{Tahanan termal dinding} = 0.000234$$

$$R_i = \text{Tahanan termal didalam pipa} = 0.0001762$$

Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut,

$$\frac{100.52 - T_o}{\frac{(100.52 - T_o)^{1/4}}{1386.076}} = \frac{T_o - T_i}{0.000234}$$

$$1386.076(100.52 - T_o)^{3/4} = \frac{T_o - T_i}{0.000234}$$

$$\frac{T_o - T_i}{0.000234} = \frac{T_i - 42.87}{0.0001762}$$

$$0.0001762T_o - 0.0001762T_i = 0.000234T_i - 0.010032$$

Didapatkan nilai,

$$T_o = 53.15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_i = 47.285 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dengan memasukkan nilai T_o , maka perpindahan kalor rata-rata luar pipa dapat diketahui

$$h_o = 16937.206 \times (100.52 - 53.15)^{-1/4}$$

$$= 6624.4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b). Tahanan thermal diluar pipa

$$R_o = \frac{(100.52 - T_o)^{1/4}}{1386.076}$$

$$R_o = \frac{(100.52 - 53.15)^{1/4}}{1386.076}$$

$$= 0.001893$$

c). Koefisien Perpindahan panas menyeluruh

$$U = \frac{1}{\frac{R_i A_o}{A_i} + A_o R_s + R_o}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.0001762 \times 0.0254}{0.02291} + 0.0254 \times 0.000234 + 0.001893}$$

$$U = 477.55 \text{ W/}^\circ\text{C m (per satuan panjang)}$$

Dengan memasukkan nilai A_o sebesar $= 0.079756 \text{ m}^2/\text{m}$, maka didapatkan :

$$U = \frac{U_{\text{persatuan panjang}}}{A_o}$$

$$U = \frac{477.55}{0.079756}$$

$$U = 5987.652 \text{ W/}^\circ\text{C m}^2$$

4.5.3 Perhitungan Dimensi Kondensor

a). Menghitung nilai Q

$$Q_{\text{Lepas}} = \dot{m}_h C_h \Delta T_h + \dot{m}_c C_c \Delta T_c$$

$$Q_{\text{Lepas}} = (0.61384 \times 4219.728 \times (100.52 - 60) + (0.561384 \times 2255551.1))$$

$$= 1489514.8 \text{ Watt}$$

b). Menghitung nilai LMTD

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]}$$

Dimana,

$$T_{h2} = \text{Temperatur masuk uap air} = 100.52 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{h1} = \text{Temperatur keluar uap air} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{c2} = \text{Temperatur keluar air laut} = 75.792 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{c1} = \text{Temperatur masuk air laut} = 42.87 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{(100.52 - 75.792) - (60 - 42.87)}{\ln[(100.52 - 75.792)/(60 - 42.87)]}$$

$$= 20.697 \text{ }^\circ\text{C}$$

c). Menghitung kebutuhan luas perpindahan Panas

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$

Dimana,

$$U = \text{Koef. Perpindahan panas} = 5987.65 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = \text{Kalor} = 1489514.8 \text{ W}$$

$$\Delta T_m = \text{Beda rata-rata temperatur} = 20.697 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{1489514.8}{5987.65 \times 20.697}$$

$$A = 12.019 \text{ m}^2$$

4.6 Perhitungan Evaporator (Steady)

4.6.1 Perhitungan Kesenjangan Energi

$$Q_{ke\ air\ laut} = Q_{dari\ thermal\ oil}$$

$$\dot{m}_{c1}C_c\Delta T_c + \dot{m}_cC_U = \dot{m}_hC_h\Delta T_h$$

Dimana,

$$\begin{aligned}\dot{m}_c &= \text{Laju aliran massa (uap air)} = 0.61384 \quad \text{kg/s} \\ \dot{m}_{c1} &= \text{Laju aliran massa (air laut)} = 11.29 \quad \text{kg/s} \\ \dot{m}_h &= \text{Laju aliran massa (T.O)} = 6 \quad \text{kg/s} \\ C_h &= \text{Kalor spesifik (T.O)} = 2805 \quad \text{J/kg } ^\circ\text{C} \\ C_c &= \text{Kalor spesifik (air laut)} = 4023.307 \quad \text{J/kg } ^\circ\text{C} \\ C_U &= \text{Kalor penguapan} = 2176155.8 \quad \text{J/kg} \\ \Delta T_h &= \text{Beda temperature (T.O)} = \\ \Delta T_c &= \text{Beda temperature (air laut)} = 24.7278 \quad ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$(11.92 \times 4023.307 \times (24.7278)) + (0.61384 \times 2176155.8) = 6 \times 2805 \times \Delta T_h$$

$$\Delta T_h = \frac{2459061.6}{16830}$$

$$= 146.112 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}\text{Sehingga suhu air laut yang keluar dari kondensor adalah } T_{h\ out} &= T_{h\ in} - \Delta T_h \\ &= 275.5 - 146.112 \\ &= 129.388 \quad ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

4.6.2 Perhitungan Koef. Perpindahan Kalor Menyeluruh

1). Menghitung Tahanan Thermal di dalam pipa

a). Menghitung Reynold Number

$$Re = \frac{U_\infty X}{\nu}$$

Dimana,

$$\begin{aligned}U_\infty &= \text{Kecepatan fluida} = 19.0035 \quad \text{m/s} \\ X &= \text{Diameter dalam pipa} = 0.02291 \quad \text{m} \\ \nu &= \text{Viskositas kinematis} = 5.78 \times 10^{-7} \quad \text{m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

$$Re = \frac{19.0035 \times 0.02291}{5.78 \times 10^{-7}}$$

$$= 753100.227 \quad (\text{transient})$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} k &= \text{Konduktivitas termal} = 0.114815 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ C_p &= \text{Kalor spesifik} = 2805 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} = 0.000443 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{2805 \times 0.000443}{0.114815} \\ &= 10.823 \end{aligned}$$

c). Stanton Number

$$\begin{aligned} St &= \frac{0.0296 Re^{-1/5}}{Pr^{2/3}} \\ St &= \frac{0.0296 \times (753100.23)^{-1/5}}{10.823^{2/3}} \\ &= 0.00040398 \end{aligned}$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di dalam pipa

$$St = \frac{h_i}{\rho \times C_p \times U_\infty}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} U_\infty &= \text{Kecepatan fluida} = 19.003 \text{ m/s} \\ C_p &= \text{Kalor spesifik} = 2805 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \rho &= \text{Massa jenis} = 766.3 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_i &= 0.00040398 \times 766.3 \times 2805 \times 19.003 \\ &= 16501.628 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

e). Tahanan Thermal di dalam pipa

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{1}{h_i A_i} \\ R_i &= \frac{1}{16501.628 \times 3.14 \times 0.02291} \\ &= 0.0008424 \end{aligned}$$

2). Menghitung Tahanan Thermal Dinding

Material pipa direncanakan terbuat dari campuran antara tembaga (copper) dan nikel dengan komposisi 90% tembaga, 10% nikel.

$$R_s = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k}$$

Dimana,

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 70.2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} r_o &= \text{Diameter luar pipa} &= 0.01435 \text{ m} \\ r_i &= \text{Diameter dalam pipa} &= 0.0127 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_s &= \frac{\ln(0.0127/0.011455)}{2 \times 3.14 \times 70.2} \\ &= 0.000234 \end{aligned}$$

3). Menghitung Tahanan Thermal diluar pipa

a). Menghitung Reynold Number

$$Re = \frac{U_\infty X}{\nu}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} U_\infty &= \text{Kecepatan fluida} &= 1.74121 \text{ m/s} \\ X &= \text{Diameter dalam pipa} &= 0.0254 \text{ m} \\ \nu &= \text{Viskositas kinematis} &= 4.1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{1.7412 \times 0.0254}{4.1 \times 10^{-7}} \\ &= 107747.413 \text{ (laminar)} \end{aligned}$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} k &= \text{Konduktivitas termal} &= 0.66106 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ C_p &= \text{Kalor spesifik} &= 4023.31 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} &= 0.00041 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{4023.31 \times 0.00041}{0.66106} \\ &= 2.4972 \end{aligned}$$

c). Nusselt Number

$$\begin{aligned} Nu &= 0.332 \times Re^{1/2} \times Pr^{1/3} \\ Nu &= 0.332 \times 107747.413^{1/2} \times 2.4972^{1/3} \\ &= 147.851 \end{aligned}$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di luar pipa

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu \times k}{X} \\ h_o &= \frac{147.851 \times 0.66106}{0.0254} \end{aligned}$$

$$= 3847.937 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

e). Tahanan Thermal di luar pipa

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{3847.937 \times 3.14 \times 0.0254}$$

$$= 0.0032585$$

4). Menghitung Koefisien Perpindahan panas menyeluruh

$$U = \frac{1}{\frac{R_i A_o}{A_i} + A_o R_s + R_o}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.0008424 \times 0.0254}{0.02291} + 0.0254 \times 0.000234 + 0.0032585}$$

$$= 238.19 \text{ W/}^\circ\text{C m (panjang)}$$

Dengan memasukkan nilai $A_o = 0.079756 \text{ m}^2/\text{m}$

$$U = \frac{U_{\text{persatuan panjang}}}{A_o}$$

$$U = \frac{238.19}{0.079756}$$

$$= 2986.48 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

4.6.3 Perhitungan Dimensi Evaporator

a). Menghitung nilai Q

$$Q_{\text{dibutuhkan}} = \dot{m}_h C_h \Delta T_h + \dot{m}_u C_u$$

$$Q_{\text{dibutuhkan}} = (11.29 \times 4023.307 \times (24.728)) + (0.61384 \times 2176155.8)$$

$$= 2459061.637 \text{ Watt}$$

b). Menghitung nilai LMTD

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} T_{h2} &= \text{Temperatur masuk T.O} &= 275.5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{h1} &= \text{Temperatur keluar T.O} &= 129.388 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{c2} &= \text{Temperatur keluar air laut} &= 100.52 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{c1} &= \text{Temperatur masuk air laut} &= 75.7923 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{(275.5 - 100.52) - (129.388 - 75.7923)}{\ln[(275.5 - 100.52)/(129.388 - 75.7923)]} \\ &= 102.6475 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

c). Menghitung kebutuhan luas perpindahan Panas

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$

Dimana,

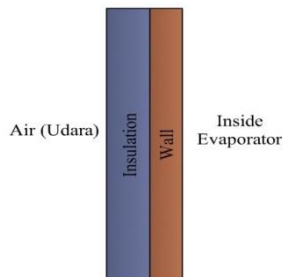
$$\begin{aligned} U &= \text{Koef. Perpindahan panas} &= 2986.48 &\text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \\ Q &= \text{Kalor} &= 2459061.64 &\text{ W} \\ \Delta T_m &= \text{Beda rata-rata temperatur} &= 102.6475 &\text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A &= \frac{2459061.64}{2986.48 \times 102.6475} \\ &= 8.02161 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Heat Loss Pada Evaporator

Perhitungan heat loss dapat dibedakan berdasarkan permukaan bendanya antara lain dinding vertical, dinding horizontal, tabung vertical, dan tabung horizontal. Pada perancangan ini, evaporator didesain berbentuk bujur sangkar sehingga perhitungan heat lossnya menggunakan rumus untuk dinding vertical dan horizontal.

4.7.1 Perhitungan Heat Loss Dinding Vertikal



Gambar 4.1 Konsep Perhitungan (Dinding)

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

Dimana,

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_{insulasi} + R_o$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A} + \frac{\Delta x}{k_{wall} A} + \frac{\Delta x}{k_{insul} A} + \frac{1}{h_o A}$$

Dengan,

$T_{\infty 1}$ = Temperatur di dalam evaporator

$T_{\infty 2}$ = Temperatur udara disekitar evaporator

h_i = Koef. Perpindahan panas didalam evaporator

h_o = Koef. Perpindahan panas diluar tanki

h_{wall} = Konduktivitas thermal dinding

h_{insul} = Konduktivitas thermal insulasi

1). Menghitung Tahanan Thermal Uap Air

a). Koefisien perpindahan kalor rata-rata

$$h_i = C \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_v) g h_{fg} k_f^3}{\mu_f X (T_g - T_i)} \right]^{1/4}$$

Dimana,

ρ_f = Massa jenis fluida = 958 kg/m³

ρ_v = Massa jenis vapor = 0.6082 kg/m³

h_{fg} = Kalor kondensasi = 2255551 J/kg

k_f = Koef. Perpindahan panas fluida = 0.6819 W/m °C

μ_f = Viskositas dinamis fluida = 0.000281 kg/m.s

X = Tinggi evaporator = 1.3 m

T_g = Temperatur di dalam evaporator = 100.52 °C

T_i = Temperatur permukaan dinding =

C = Koefisien = 0.725 untuk silinder

0.943 untuk plat vertical

$$h_i = 0.943 \left[\frac{958 \times (958 - 0.6082) \times 9.81 \times 2255551 \times 0.6819^3}{2.81 \times 10^{-4} \times 1 \times (100.52 - T_i)} \right]^{1/4}$$

$$= 10867.02 \times (100.52 - T_i)^{-1/4}$$

Sehingga tahanan termal persatuan panjang menjadi,

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{(100.52 - T_i)^{1/4}}{10867.02 \times 0.8 \times 1.3}$$

$$R_i = \frac{(100.52 - T_i)^{1/4}}{11301.7}$$

Neraca energi mensyaratkan,

$$\frac{T_g - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_{wall+insul}} = \frac{T_o - T_w}{R_o}$$

Dimana,

T_g = Temperatur di dalam evaporator = 100.52 °C

T_o = Temperatur didinding luar =

T_w = Temperatur udara = 30 °C

T_i = Temperatur didinding dalam =

R_o = Tahanan termal diluar evaporator = 0.2777

R_s = Tahanan termal dinding = 0.4114

R_i = Tahanan termal didalam evaporator =

Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut,

$$\frac{100.52 - T_i}{\frac{(100.52 - T_i)^{1/4}}{11301.7}} = \frac{T_i - T_o}{0.4114}$$

$$11301.7(100.52 - T_i)^{3/4} = \frac{T_i - T_o}{0.4114}$$

$$\frac{T_i - T_o}{0.4114} = \frac{T_o - 30}{0.2777}$$

$$0.2777T_i - 0.2777T_o = 0.4114T_o - 12.342$$

Didapatkan nilai,

$$T_o = 60 \text{ °C} \quad T_i = 100.51 \text{ °C}$$

Dengan memasukkan nilai T_i , maka perpindahan kalor rata-rata didalam evaporator dapat diketahui :

$$h_i = 10867.02 \times (100.52 - 100.51)^{-1/4}$$

$$= 34364.53 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

b). Tahanan thermal didalam evaporator

$$R_i = \frac{(100.52 - 100.51)^{1/4}}{11301.7}$$

$$= 0.0000265$$

2). Menghitung Tahanan Thermal Dinding

Material dinding evaporator direncanakan terbuat dari *stainless steel* sehingga tidak mudah berkarat ketika terjadi kontak dengan air laut.

$$R_{wall} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

$$\Delta x = \text{Ketebalan dinding} = 5.5 \text{ mm}$$

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 45 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A = \text{Luas penampang} = 1.04 \text{ m}^2$$

$$R_{wall} = \frac{0.0055}{45 \times 1}$$

$$= 0.000118$$

3). Menghitung Tahanan Thermal Insulasi

Insulasi digunakan agar panas yang hilang dari evaporator tidak terlalu besar sehingga dapat memaksimalkan energi yang tersedia. Material insulasi adalah silica aerogel.

$$R_{insul} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

$$\Delta x = \text{Ketebalan insulasi} = 10 \text{ mm}$$

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 0.0234 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A = \text{Luas penampang} = 1.04 \text{ m}^2$$

$$R_{insul} = \frac{0.010}{0.0234 \times 1.04}$$

$$= 0.41127$$

4). Menghitung Tahanan Thermal di luar evaporator

a). Grashof Number (Gr)

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})X^3}{\nu^2}$$

Dimana,

$$g = \text{Percepatan gravitasi} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$X = \text{Tinggi Evaporator} = 1 \text{ m}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \text{Koefisien muai volume} = 0.0007$$

$$T_{\infty 1} = \text{Temperatur didalam evaporator} = 100.52 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\infty 2} = \text{Temperatur udara} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Gr = \frac{9.81 \times 0.0007 \times (100.52 - 30) \times 1^3}{0.000016^2}$$

$$= 4028296526.73$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$k = \text{Konduktivitas termal} = 0.026 \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = \text{Kalor spesifik} = 1005 \quad \text{J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = \text{Viskositas dinamis} = 1.87 \times 10^{-5} \quad \text{kg/m.s}$$

$$Pr = \frac{1005 \times 1.87 \times 10^{-5}}{0.026}$$

$$= 0.712$$

c). Nusselt Number

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.825 + \frac{0.387 Gr Pr^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}$$

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.825 + \frac{0.387 \times 2868048433.77^{1/6}}{[1 + (0.492/0.712)^{9/16}]^{8/27}}$$

$$Nu = 170.46$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di luar evaporator

$$h_o = \frac{Nu \times k}{X}$$

$$h_o = \frac{170.46 \times 0.026}{1.3}$$

$$= 3.4616 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e). Tahanan Thermal di luar evaporator

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{5.681 \times 1}$$

$$= 0.2777$$

5). Menghitung Tahanan Thermal Total

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_{insulasi} + R_o$$

$$= 0.0000265 + 0.000118 + 0.41127 + 0.2777$$

$$= 0.68918$$

6). Menghitung Heat Loss Pada Dinding Vertikal

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$\dot{Q} = \frac{100.52 - 30}{0.68918}$$

$$= 102.325 \text{ Watt}$$

Karena dinding evaporator berbentuk persegi yang memiliki 4 dinding vertikal, maka angka diatas harus di kali 4. Sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} Q_{\text{ver}} &= 4 \times 102.325 \\ &= 409.299 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.7.2 Perhitungan Heat Loss Dinding Horizontal

1). Menghitung Tahanan Thermal didalam evaporator

a). Grashof Number (Gr)

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})X^3}{\nu^2}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} g &= \text{Percepatan gravitasi} &&= 9.81 \quad \text{m/s}^2 \\ X &= \text{Tinggi Evaporator} &&= 0.8 \quad \text{m} \\ \nu &= \text{Viskositas kinematis} &&= 3.13 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \\ \beta &= \text{Koefisien muai volume} &&= 0.000718 \\ T_{\infty 1} &= \text{Temperatur didalam evaporator} &&= 100.52 \quad ^\circ\text{C} \\ T_{\infty 2} &= \text{Temperatur udara} &&= 30 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9.81 \times 0.000718 \times (100.52 - 30) \times 1^3}{(3.13 \times 10^{-7})^2} \\ &= 2.59 \times 10^{12} \end{aligned}$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} k &= \text{Konduktivitas termal} &&= 0.6746 \quad \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ C_p &= \text{Kalor spesifik} &&= 4044.019 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} &&= 0.000308 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{4044.0189 \times 0.000308}{0.6746} \\ &= 1.846 \end{aligned}$$

c). Nusselt Number (Dinding Horizontal)

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0.16(GrPr)^{1/3} \\ &= 0.16 \times (4.79 \times 10^{12} \times 1.846)^{1/3} \\ &= 2696.86 \end{aligned}$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di dalam evaporator

$$h_i = \frac{Nu \times k}{X}$$

$$h_i = \frac{2696.86 \times 0.6746}{0.8}$$

$$= 2274.188 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

e). Tahanan Thermal di dalam evaporator

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{2274.188 \times 0.64}$$

$$= 0.00068706$$

2). Menghitung Tahanan Thermal Dinding

Material dinding evaporator direncanakan terbuat dari *stainless steel* sehingga tidak mudah berkarat ketika terjadi kontak dengan air laut.

$$R_{wall} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

Δx = Ketebalan dinding = 5.5 mm

k = Koef. Perpindahan panas material = 45 W/m²°C

A = Luas penampang = 0.64 m²

$$R_{wall} = \frac{0.0055}{45 \times 0.64}$$

$$= 0.000072$$

3). Menghitung Tahanan Thermal Insulasi

Insulasi digunakan agar panas yang hilang dari evaporator tidak terlalu besar sehingga dapat memaksimalkan energi yang tersedia. Material insulasi adalah silica aerogel.

$$R_{insul} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

Δx = Ketebalan dinding = 10 mm

k = Koef. Perpindahan panas material = 0.0234 W/m²°C

A = Luas penampang = 0.64 m²

$$R_{insul} = \frac{0.01}{0.0234 \times 0.64}$$

$$= 0.6683$$

4). Menghitung Tahanan Thermal di luar evaporator

a). Grashof Number (Gr)

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})X^3}{\nu^2}$$

Dimana,

$$g = \text{Percepatan gravitasi} = 9.81 \quad \text{m/s}^2$$

$$X = \text{Lebar Evaporator} = 0.8 \quad \text{m}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 1.6 \times 10^{-5} \quad \text{m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \text{Koefisien muai volume} = 0.0033$$

$$T_{\infty 1} = \text{Temperatur didalam evaporator} = 100.52 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{\infty 2} = \text{Temperatur udara} = 30 \quad ^\circ\text{C}$$

$$Gr = \frac{9.81 \times 0.0033 \times (100.52 - 30) \times 1^3}{0.000016^2}$$

$$= 8892805211.29$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$k = \text{Konduktivitas termal} = 0.026 \quad \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_p = \text{Kalor spesifik} = 1005 \quad \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu = \text{Viskositas dinamis} = 1.87 \times 10^{-5} \quad \text{kg/m.s}$$

$$Pr = \frac{1005 \times 1.87 \times 10^{-5}}{0.026}$$

$$= 0.712$$

c). Nusselt Number

$$Nu = 0.58 (Gr Pr)^{1/5}$$

$$Nu = 0.58 (8892805211.29 \times 0.712)^{1/5}$$

$$Nu = 52.933$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di Luar Evaporator

$$h_o = \frac{Nu \times k}{X}$$

$$h_o = \frac{52.933 \times 0.026}{1}$$

$$= 1.397 \quad \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

e). Tahanan Thermal di luar evaporator

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{1.397 \times 0.64}$$

$$= 1.118$$

5). Menghitung Tahanan Thermal Total

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_{insulasi} + R_o$$

$$= 0.00068706 + 0.000072 + 0.6683 + 1.118$$

$$= 1.7872$$

6). Menghitung Heat Loss Pada Dinding Vertikal

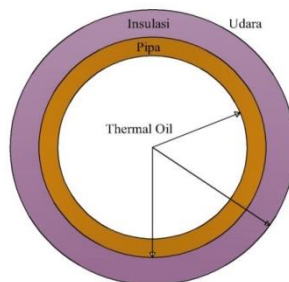
$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$\dot{Q} = \frac{100.52 - 30}{1.7872}$$

$$= 39.4588 \text{ Watt}$$

4.8 Perhitungan Heat Loss Pada Pipa (Thermal Oil)

Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui berapa besar panas yang hilang pada saat thermal oil dialirkan dari economizer menuju evaporator, sehingga pada akhirnya berapa besar kebutuhan panas yang akan diambil dari exhaust gas sytem tanpa mengurangi laju produksi didalam evaporator



Gambar 4.2 Konsep Perhitungan (Pipa)

1). Menghitung Tahanan Thermal di dalam pipa

a). Menghitung Reynold Number

$$Re = \frac{U_{\infty} X}{\nu}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} U_{\infty} &= \text{Kecepatan fluida} &= 3.619 &\text{ m/s} \\ X &= \text{Diameter dalam pipa} &= 0.0525 &\text{ m} \\ \nu &= \text{Viskositas kinematis} &= 5.8 \times 10^{-7} &\text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{3.619 \times 0.0525}{5.8 \times 10^{-7}} \\ &= 328638.594 \end{aligned}$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

$$\begin{aligned} k &= \text{Konduktivitas termal} &= 0.1138 &\text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ C_p &= \text{Kalor spesifik} &= 2805 &\text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} &= 0.000443 &\text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{2805 \times 0.000443}{0.1138} \\ &= 10.91929 \end{aligned}$$

c). Nusselt Number

$$\begin{aligned} Nu &= 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} \\ &= 0.332 \times 328638.594^{1/2} \times 10.92^{1/3} \\ &= 422.243 \end{aligned}$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di dalam pipa

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu \times k}{X} \\ h_i &= \frac{422.243 \times 0.1138}{0.0525} \\ &= 915.26 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

e). Tahanan Thermal di dalam pipa

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{1}{h_i A_i} \\ R_i &= \frac{1}{844.1874 \times 3.14 \times 0.0525 \times 20} \\ &= 0.0003314 \end{aligned}$$

2). Menghitung Tahanan Thermal Dinding

Material pipa direncanakan terbuat dari campuran antara tembaga (copper) dan nikel dengan komposisi 90% tembaga, 10% nikel.

$$R_{wall} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

$$\Delta x = \text{Ketebalan dinding} = 0.00391 \text{ mm}$$

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 70.2 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A = \text{Luas penampang} = 2.3079 \text{ m}^2$$

$$R_{wall} = \frac{0.00391}{70.2 \times 3.297}$$

$$= 2.41 \times 10^{-5}$$

3). Menghitung Tahanan Thermal Insulasi

Insulasi digunakan agar panas yang hilang dari pipa tidak terlalu besar sehingga dapat memaksimalkan energi yang tersedia. Material insulasi adalah silica aeroel.

$$R_{insul} = \frac{\Delta x}{kA}$$

Dimana,

$$\Delta x = \text{Ketebalan insulasi} = 10 \text{ mm}$$

$$k = \text{Koef. Perpindahan panas material} = 0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A = \text{Luas penampang} = 2.652 \text{ m}^2$$

$$R_{insul} = \frac{0.01}{0.0289 \times 2.652}$$

$$= 0.1304$$

4). Menghitung Tahanan Thermal di luar pipa

a). Grashof Number (Gr)

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})X^3}{\nu^2}$$

Dimana,

$$g = \text{Percepatan gravitasi} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$X = \text{Panjang pipa} = 14 \text{ m}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \text{Koefisien muai volume} = 0.0033$$

$$T_{\infty 1} = \text{Temperatur didalam pipa} = 275.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\infty 2} = \text{Temperatur udara} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Gr = \frac{9.81 \times 0.0033 \times (275.5 - 30) \times 14^3}{0.000016^2}$$

$$= 8.521 \times 10^{13}$$

b). Prandtl Number (Pr)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

Dimana,

k = Konduktivitas termal = 0.0264 W/m² °C

C_p = Kalor spesifik = 1005 J/kg °C

μ = Viskositas dinamis = 1.87x10⁻⁵ kg/m.s

$$Pr = \frac{1005 \times 1.87 \times 10^{-5}}{0.0264}$$

$$= 0.712$$

c). Nusselt Number

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.6 + 0.387 \left\{ \frac{Gr Pr}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6}$$

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0.6 + 0.387 \left\{ \frac{6.06 \times 10^{13} \times 0.712}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6}$$

$$Nu = 4133.391$$

d). Perpindahan Kalor Rata-Rata di luar pipa

$$h_o = \frac{Nu \times k}{X}$$

$$h_o = \frac{4133.391 \times 0.0264}{14}$$

$$= 7.7944 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

e). Tahanan Thermal di luar pipa

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$R_o = \frac{1}{7.7944 \times 2.652}$$

$$= 0.0484$$

5). Menghitung Tahanan Thermal Total

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_{insulasi} + R_o$$

$$= 0.0003314 + 2.1 \times 10^{-5} + 0.1304 + 0.0484$$

$$= 0.17914$$

6). Menghitung Heat Loss Pada Dinding Vertikal

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$Q = \frac{275.5 - 30}{0.17914}$$

$$Q = 1370.46 \text{ Watt}$$

4.9 Perhitungan Expantion Tank

Expantion tank merupakan tangki yang digunakan untuk mengisi (fluida) ke dalam system. Suatu sistem tertutup harus memiliki *expantion tank*.

4.9.1 Volume Pada System

a). Volume pada tube evaporator

$$V_{tube\ eva} = L \times A$$

Dimana,

$$L = \text{panjang tube} = 100.86 \text{ m}$$

$$A = \text{luas tube} = 0.000412021 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} V_{tube\ eva} &= 100.86 \times 0.000412021 \\ &= 0.04156 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

b). Volume pada tube economizer 1

$$V_{tube\ eco} = L \times A$$

Dimana,

$$L = \text{panjang tube} = 546 \text{ m}$$

$$A = \text{luas tube} = 0.000412021 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} V_{tube\ eco} &= 546 \times 0.000412021 \\ &= 0.225 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

b). Volume pada tube economizer 2

$$V_{tube\ eco2} = L \times A$$

Dimana,

$$L = \text{panjang tube} = 1152 \text{ m}$$

$$A = \text{luas tube} = 0.000412021 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} V_{tube\ eco2} &= 1152 \times 0.000412021 \\ &= 0.47465 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

d). Volume pada pipa utama (distribusi)

$$V_{main\ pipe} = L \times A$$

Dimana,

$$L = \text{panjang tube} = 40 \text{ m}$$

$$A = \text{luas tube} = 0.002164 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} V_{main\ pipe} &= 40 \times 0.002164 \\ &= 0.08655 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

d). Volume total

$$\begin{aligned}
 V_o &= V_{tube\ eva} + V_{tube\ eco1} + V_{tube\ eco2} + V_{main\ pipe} \\
 V_o &= 0.04156 + 0.225 + 0.47465 + 0.08655 \\
 &= 0.8277\text{ m}^3
 \end{aligned}$$

4.9.2 Perhitungan Volume Expansion Tank

$$\begin{aligned}
 V_t &= V_o + 50\% dV \\
 dV &= V_o \beta (t_1 - t_o)
 \end{aligned}$$

Dimana,

dV = penambahan volume

t_1 = temperature operasi 1 = 300 K

t_o = temperature operasi 0 = 498 K

β = Koefisien muai volume = 0.000703 1/K

$$\begin{aligned}
 dV &= 0.8277 \times 0.000703 \times (498 - 300) \\
 dV &= 0.115246\text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Sehingga, nilai dari V_t (Volume expansion tank) dapat diketahui :

$$\begin{aligned}
 V_t &= 0.8277 + 50\% (0.111525) \\
 V_t &= 0.88534\text{ m}^3
 \end{aligned}$$

4.9.3 Perhitungan Volume Storage Tank

Storage tank merupakan tangki yang digunakan untuk menyimpan thermal oil yang nantinya akan dimasukkan ke dalam system. Pada perancangan ini, storage tank didesain minimal memiliki volume 1 kali volume system.

$$\begin{aligned}
 V_{stg} &= V_t \\
 &= 0.88534\text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Pada perancangan ini, volume storage tank memiliki volume 1.5 m³.

4.10 Perencanaan Economizer Menggunakan HTRI

Perencanaan economizer dilakukan dengan menggunakan software HTRI. Software ini sudah biasa digunakan untuk menyelesaikan berbagai macam masalah perpindahan panas seperti kondensor, evaporator, economizer dan lain-lain.

Pada software ini terdapat 2 jenis data input utama. Bagian pertama berkaitan dengan data-data utama dari fluida yang akan digunakan seperti temperatur, tekanan, dan mass flowrate. Bagian kedua berkaitan dengan data-data alat penukar kalornya yang pada akhirnya akan menentukan berapa dimensi (ukuran) dari alat penukar kalor tersebut, seperti jumlah tube, diameter dan ketebalan tube, dan lain-lain. Berikut ini merupakan input data yang dimasukkan kedalam software HTRI.

Tabel 4.3 Input Data Pada Economizer 1

No	Input Data	Nilai
1	Mass Flow Rate Exhaust Gas	14.082 kg / s
2	Mass Flow Rate Thermal Oil	6 kg / s
3	Temperatur In / Out Thermal Oil	30 / 180 °C
4	Temperatur In Exhaust Gas	311 °C
5	Length Tube	2 m
6	Diameter / Thickness Tube	25.4 / 1.651 mm

Tabel 4.4 Input Data Pada Economizer 2

No	Input Data	Nilai
1	Mass Flow Rate Exhaust Gas	14.082 kg / s
2	Mass Flow Rate Thermal Oil	6 kg / s
3	Temperatur In / Out Thermal Oil	180 / 275 °C
4	Temperatur In Exhaust Gas	311 °C
5	Length Tube	2 m
6	Diameter / Thickness Tube	25.4 / 1.651 mm

Setelah data tersebut diinput ke dalam software HTRI, software tersebut akan memproses data input sehingga menghasilkan report. Kemudian langkah selanjutnya adalah memasukkan nilai jumlah tube dan tipe aliran tube hingga data overdesign pada report mendekati nilai 0%

Kemudian dilanjutkan dengan memasukkan data-data terkait fluida yang digunakan (baik fluida yang panas ataupun fluida yang dingin). Pada bagian ini, software sudah memberikan acuan data-data apa saja yang perlu dimasukkan agar proses simulasi berjalan dengan lancar. Pada desain economizer ini data-data yang perlu dimasukkan adalah konduktivitas thermal, massa jenis, kalor spesifik, dan viskositas.

4.10.1 Hasil Simulasi

Pada report hasil *running* terdapat berbagai data yang tersedia yang berkaitan dengan kondisi fluidanya (baik fluida panas ataupun dingin), performa dan dimensi (ukuran) dari alat penukar kalor, dan lain-lain. Dari banyak data yang tersedia ada beberapa data yang perlu mendapat perhatian, data-data tersebut adalah :

Tabel 4.5 Hasil perencanaan economizer 1

No	Data	Hasil Perhitungan	Nilai Maksimum
1	Over Design	0.0 %	10 %
2	Pressure drop exhaust gas	1.272 kPa	3kPa
3	Pressure drop thermal oil	111.44 kPa	-
4	Duty	1.974 MW	-
5	Temperatur out exhaust gas	175.16 °C	-
6	Temperatur out thermal oil	180.2 °C	-

Tabel 4.6 Hasil perencanaan economizer 2

No	Data	Hasil Perhitungan	Nilai Maksimum
1	Over Design	-0.0 %	10%
2	Pressure drop exhaust gas	1.498 kPa	3 kPa
3	Pressure drop thermal oil	116.377 kPa	-
4	Duty	1.518 MW	-
5	Temperatur out exhaust gas	206.91 °C	-
6	Temperatur out thermal oil	275.94 °C	-

Selain data tersebut diatas, dari hasil running software terdapat beberapa data-data lainnya seperti gambar dari desain economizer beserta dimensinya (2D dan 3D)

4.11 Laju Produksi Air Tawar

Dari perhitungan-perhitungan diatas, telah diketahui beberapa data yang digunakan untuk mencari laju produksi sebenarnya. Laju produksi air tawar ini ditinjau dari 80% power engine. Data-data tersebut adalah :

1. Economizer

Pada sistem destilasi ini terdapat 2 buah economizer yang akan dipasang pada masing-masing *exhaust gas pipe main engine*. Dari kedua buah economizer ini didapatkan energi sebesar 3.492 MW dengan temperatur output dari thermal oil sebesar 275.94 °C.

2. Kondensor

- Luas Perpindahan Panas

Besarnya luas perpindahan panas ini mengacu pada perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 12.019 m^2 . Akan tetapi setelah dilakukan pendesainan kondensor dengan alas berbentuk persegi dengan panjang 0.75 m, lebar 0.75 m, dan tinggi 1.3 meter, hanya menghasilkan luas perpindahan panas sebesar 12.0342 m^2 .

- Koef. Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh bernilai sama dengan perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 5987.652 W/m^2 .

3. Evaporator

- Luas Perpindahan Panas

Besarnya luas perpindahan panas ini mengacu pada perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 8.0216 m^2 . Akan tetapi setelah dilakukan pendesainan evaporator dengan alas berbentuk persegi dengan panjang 0.8 m, lebar 0.8 m, dan tinggi 1.3 m, hanya menghasilkan luas perpindahan panas sebesar 8.0235 m^2 . Untuk menghasilkan luas perpindahan panas sebesar 8.0235 m^2 hanya diperlukan ketinggian evaporator sebesar 0.6531 m, tetapi pada desain ini diletakkan menjadi 1.3 meter yang ditujukan untuk ruang evaporasi.

- Koef. Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh bernilai sama dengan perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 2986.48 W/m^2 .

4.11.1 Perhitungan

Perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana kondisi laju produksi dari air tawar apakah bersifat steady atau unsteady.

1. Perhitungan di Evaporator

- Mencari nilai Q

Pada tahap ini dilakukan perhitungan berapa besar kalor yang dibutuhkan untuk menaikkan temperature air laut yang masuk kedalam evaporator dan menguapkan sebagian dari air laut tersebut. Besar kecilnya nilai Q dipengaruhi oleh berapa banyak air laut yang akan diuapkan.

$$Q = \dot{m}_c C_c \Delta T_c + \dot{m}_{c1} C_u + \text{Heat Loss}$$

- Mencari nilai ΔT_h

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari temperature dari thermal oil setelah keluar dari evaporator. Besar kecilnya temperature *output thermal oil* juga dipengaruhi oleh berapa banyak air laut yang akan diuapkan.

$$Q = \dot{m}_h C_h \Delta T_h$$

$$T_{h \text{ out}} = T_{h \text{ in}} - \Delta T_h$$

- Mencari nilai LMTD

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari beda temperatur rata-rata didalam evaporator. Nilai dari LMTD ini dipengaruhi oleh temperature input air laut dan outlet dari *thermal oil*

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]}$$

- Mencari nilai A

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari besar luas perpindahan panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan Q tertentu.

$$A = \frac{Q}{U\Delta T_m}$$

- Mencari selisih

$$\% \text{Selisih} = \frac{\text{Luas hitungan} - \text{Luas desain}}{\text{Luas hitungan}}$$

Dalam perhitungan ini terdapat 2 parameter input yang tidak diketahui dan saling berhubungan yaitu laju aliran massa air laut yang diuapkan dan temperature thermal oil yang keluar dari evaporator. Sehingga langkah yang perlu dilakukan adalah mengintegrasikan semua rumus yang ada dan memasukkan nilai laju aliran massa air laut yang diuapkan (dicoba-coba) hingga luas perpindahan panas hitungan mendekati luas perpindahan panas desain. Sehingga didapatkan data-data sebagai berikut :

Tabel 4.7 Hasil perhitungan di evaporator

Iterasi	Temperatur In	Q (Kalor)	Laju Produksi	Selisih
1	42.8700	2741.3944	0.05613	1.79E-07
2	45.9703	2715.3641	0.10889	2.22E-07
3	48.8837	2690.7965	0.15841	-7.14E-08
4	51.6190	2667.6376	0.20486	-6.35E-08
5	54.1834	2645.8408	0.24838	4.62E-07
6	56.5816	2625.3815	0.28903	8.98E-07
7	58.8148	2606.2599	0.32686	-8.29E-07
8	60.8819	2588.5061	0.36185	5.79E-07
9	62.7810	2572.1416	0.39397	-2.68E-07
10	64.5108	2557.1952	0.42321	2.04E-07
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
70	75.695	2459.536	0.61179	1.6E-06

2. Perhitungan di Kondensor

- Mencari nilai Q

Nilai kalor yang akan dilepaskan didalam kondensor dipengaruhi oleh laju aliran massa air laut yang diuapkan didalam evaporator.

$$Q = \dot{m}_h C_h \Delta T_h + \dot{m}_h C_L$$

- Mencari nilai ΔT_c

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari temperature dari air laut setelah keluar dari kondensor. Besar kecilnya temperature *output air laut* juga dipengaruhi oleh berapa banyak air laut yang akan diuapkan di dalam evaporator

$$Q = \dot{m}_c C_c \Delta T_c$$

$$T_{c\ out} = T_{c\ in} + \Delta T_c$$

- Mencari nilai LMTD

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari beda temperatur rata-rata didalam evaporator. Nilai dari LMTD ini diperngaruhi oleh temperature outlet air laut dan temperature air tawar

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]}$$

- Mencari nilai A

Perhitungan ini dilakukan untuk mencari besar luas perpindahan panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan Q tertentu.

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$

- Mencari selisih

$$\% \text{Selisih} = \frac{\text{Luas hitungan} - \text{Luas desain}}{\text{Luas hitungan}}$$

Dalam perhitungan ini terdapat 2 parameter input yang tidak diketahui dan saling berhubungan yaitu temperatur output air laut dan temperatur output dari air tawar. Sehingga langkah yang perlu dilakukan adalah mengintegrasikan semua rumus yang ada dan memasukkan nilai temperature air tawar hingga luas perpindahan panas hitungan mendekati luas perpindahan panas desain. Sehingga didapatkan data-data sebagai berikut :

Tabel 4.8 Hasil perhitungan di kondensor

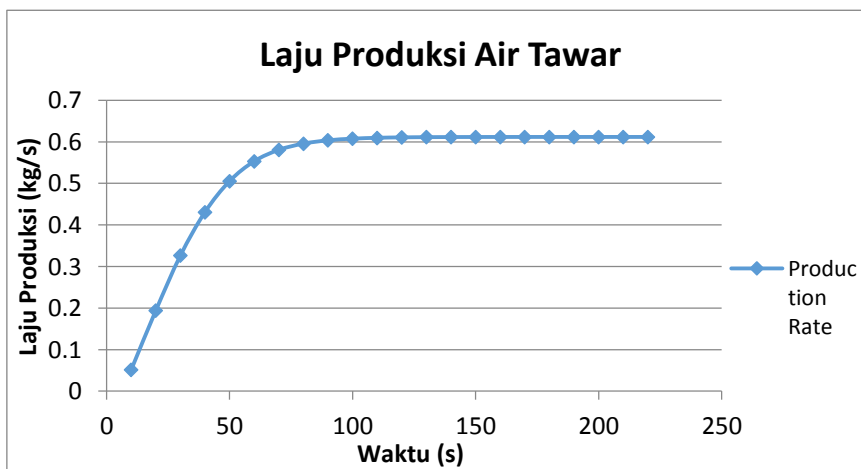
Iterasi	Temperatur Out	Q (Kalor)	Temperatur Air Tawar	Selisih
1	42.8700	140.2663	42.8800	-2.256264
2	45.9703	272.0817	42.8800	-0.599229
3	48.8837	395.8344	42.8800	-0.047679
4	51.6190	511.8585	42.9387	6.57E-08
5	54.1834	620.3602	43.1456	2E-07
6	56.5816	721.3975	43.5636	1.35E-07
7	58.8148	814.9190	44.2111	-3.11E-08
8	60.8819	900.8426	45.0688	-2.75E-07
9	62.7810	979.1048	46.0954	4.66E-07
10	64.5108	1049.7256	47.2401	-9.93E-08
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
70	75.695	1485.116	59.772	1.95E-07

3. Grafik Hasil Perhitungan

Tabel 4.9 Hasil Konversi (iterasi ke waktu)

Waktu (s)	Laju Produksi (kg/s)	Q di evaporator (kW)	Q di kondensor (kW)
10	0.051352	2743.754	128.318
20	0.193971	2673.068	484.651
30	0.326375	2606.507	813.723
40	0.430964	2553.220	1068.278
50	0.505549	2514.825	1244.625
60	0.553262	2490.085	1354.406
70	0.580638	2475.823	1416.113
80	0.595684	2467.964	1449.611
90	0.603594	2463.827	1467.096
100	0.607628	2461.716	1475.978
↓	↓	↓	↓
220	0.611789	2459.536	1485.117

Tabel diatas merupakan hasil perhitungan pada sistem destilasi yang telah direncanakan. Tabel diatas menggambarkan berapa besar laju produksi air tawar pada setiap 10 detik hingga laju produksi dari sistem berifat steady pada detik ke 220. Selain itu dari tabel tersebut juga dapat diketahui berapa besar pertukaran kalor (Q) yang terjadi didalam evaporator (antara thermal oil dengan air laut) dan didalam kondensor (antara uap air dan air laut).

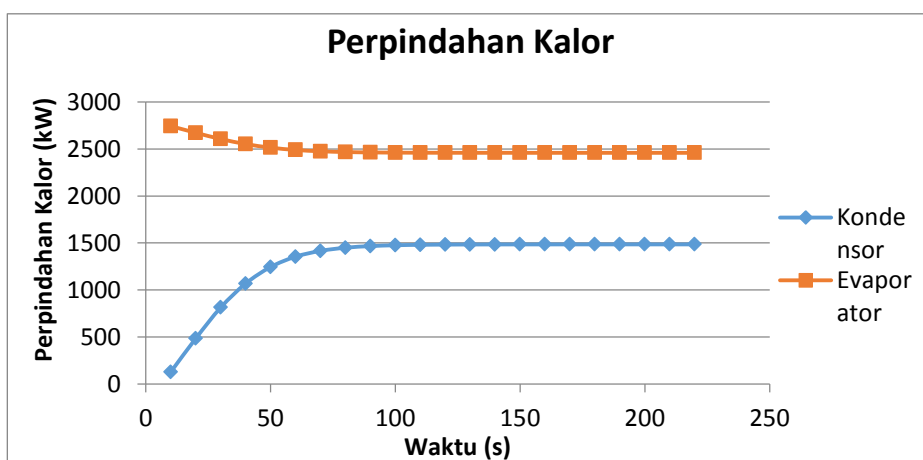


Grafik 4.1 Laju Produksi Air Tawar Vs Waktu

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa hubungan antara laju produksi air tawar dengan waktu adalah bersifat unsteady di awal dan berubah menjadi steady pada seiring berjalanya waktu. Laju produksi akan bersifat steady setelah sistem mampu memproduksi 0.611789 kg/s atau setelah 220 detik dari ketika sistem start.

Kondisi unsteady diawal itu dipengaruhi oleh cara kerja sistem yang menggunakan feed water (air laut) evaporator sebagai pendingin di kondensor. Hal ini bertujuan untuk menaikkan temperature air laut sebelum memasuki evaporator, sehingga untuk menguapkan jumlah yang sama akan diperlukan luas perpindahan panas yang lebih kecil.

Disisi lain energi yang didapatkan dari economizer adalah konstan, Dengan kondisi yang demikian maka tidak mengherankan jika laju produksi di awal waktu (10 detik pertama) hanya mampu memproduksi sebesar 0.05135 kg/s, dan akan terus naik sampai kondisi steady dengan penambahan energi kalor dari uap air yang diproduksi didalam kondensor. Maka dari itu pada saat proses perhitungan, perhitungan di evaporator dan perhitungan di kondensor saling berkaitan dan saling mempengaruhi



Grafik 4.2 Besar Perpindahan Kalor Vs Waktu

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa hubungan antara besar perpindahan kalor dengan waktu adalah bersifat unsteady di awal dan berubah menjadi steady pada seiring berjalannya waktu. Besar peripndahan kalor akan bersifat steady saat laju produksi dari sistem juga bersifat steady.

Berdasarkan grafik diatas terdapat perbedaan antara besar perpindahan kalor di evaporator dan di kondensor. Besar perpindahan kalor di evaporator cenderung menurun nilainya seiring berjalannya waktu, hal ini berbeda dengan di kondensor yang mengalami kenaikan. Hal ini dipengaruhi oleh nilai LMTD dari masing-masing peralatan (evaporator dan kondensor).

Pada evaporator nilai LMTD semakin menurun dikarenakan temperature feed water (air laut) yang semakin naik. Sedangkan pada kondensor nilai LMTD semakin naik karena suhu output (air laut yang menuju evaporator) semakin naik pula. Dengan kondisi LMTD yang demikian maka grafik diatas sangat sesuai dengan rumus $Q = UA\Delta T_m$. Dimana dengan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dan luas perpindahan panas (A) yang konstan, menyebabkan nilai Q hanya dipengaruhi oleh nilai dari LMTD masing-masing peralatan.

4.12 Perhitungan Pompa

Pompa ini merupakan pompa circultting yang digunakan untuk mensirkulasikan thermal oil dari economizer sampai ke evaporator. Perhitungan pompa ini dilakukan untuk menentukan spesifikasi pompa yang dipakai pada system. Output dari perhitungan ini adalah mengetahui Q (debit) pompa dan head pompa, sehingga bisa digunakan acuan untuk memilih jenis pompa yang ada di pasaran (berdasarkan catalog)

4.12.1 Flow Rate Pompa (Q)

Flow rate (debit) pompa circultting sudah ditentukan pada saat perhitungan kesetimbangan energi yaitu sebesar 6 kg/s.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Dimana,

\dot{m} = laju aliran massa = 6 kg/s

ρ = massa jenis = 869.4 kg/m³

$$\begin{aligned} Q &= \frac{6}{869.4} \\ &= 0.006901 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 24.845 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

4.12.2 Head Suction Side

Pada perhitungan head disisi suction terdapat beberapa komponen head yaitu head ketinggian, *head loss*, dan *pressure drop* pada evaporator. Sementara head kecepatan dianggap memiliki nilai 0 (kecepatan sama).

1. Head Ketinggian

Head ketinggian dihitung berdasarkan ketinggian yang pipa pada sistem. Pada bagian suction ini, head ketinggian bernilai negative karena fluida bergerak dari atas ke bawah.

$$H_s = -4.5923 \text{ m}$$

2. Head Loss Mayor

Head loss mayor adalah head yang dipengaruhi oleh panjang dan diameter pipa.

- *Reynold Number* (Re)

Reynold number digunakan untuk mengetahui tipe aliran fluida yang ada didalam pipa.

$$Re = \frac{D \times v}{\nu}$$

Dimana,

D = Diameter pipa = 0.0525 m

v = Kecepatan = 3.6188 m/s

ν = Viskositas kinematis = $5.23 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{0.0525 \times 3.6188}{5.23 \times 10^{-7}}$$

$$Re = 363059.594$$

- *Friction Factor*

Friction Factor merupakan factor gesek yang terjadi antara fluida dengan pipa. Nilai ini ditentukan oleh nilai dari reynold number, jika nilai reynold number <2300 (laminar) menggunakan rumus $Re/64$, jika lebih dari nilai tersebut maka rumus yang digunakan adalah $(0.02 + 0.0005/D)$

$$f = 0.02 + 0.0005/D$$

$$f = 0.02 + 0.0005 / 0.0525$$

$$f = 0.029524$$

- Head Loss Mayor

$$hf = \frac{f \times L \times v^2}{D \times 2g}$$

Dimana,

$$L = \text{Panjang pipa} = 13.882 \text{ m}$$

$$g = \text{Gaya gravitasi} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$hf = \frac{0.02953 \times 13.882 \times 3.6188^2}{0.0525 \times 2 \times 9.81}$$

$$hf = 5.2106 \text{ meter}$$

3. Head Loss Minor

Head loss minor adalah head yang dipengaruhi oleh aksesories (fitting) yang sepanjang sepanjang aliran fluida.

Tabel 4.10 Komponen Fitting Pada Suction Side

No	Type	n	k	n x k
1	Globe Valve	1	6	6
2	Elbow 90o	6	0.3	1.8
3	Strainer	1	1.5	1.5
4	T joint	1	0.6	0.64
K				9.94

$$hm = \frac{K \times v^2}{2g}$$

$$hm = \frac{9.94 \times 3.6188^2}{2 \times 9.81}$$

$$hm = 6.63 \text{ meter}$$

4. Head Tekanan

Head tekanan disebabkan adanya pressure drop pada evaporator

$$\begin{aligned}
 H_p &= 31.928 \quad \text{kPa} \\
 &= 0.31928 \quad \text{Bar} \\
 &= 3.1928 \quad \text{meter}
 \end{aligned}$$

5. Head Total

Head total merupakan penjumlahan dari perhitungan head sebelumnya.

$$\begin{aligned}
 H_t &= H_s + H_f + H_m + H_p \\
 &= -4.5923 + 5.2106 + 6.63 + 7.253 \\
 &= 10.446 \text{ meter}
 \end{aligned}$$

4.12.3 Head Discharge Side

Pada perhitungan head disisi suction terdapat beberapa komponen head yaitu head ketinggian, *head loss*, dan *pressure drop* pada economizer. Sementara head kecepatan dianggap memiliki nilai 0 (kecepatan sama).

1. Head Ketinggian

Head ketinggian dihitung berdasarkan ketinggian yang pipa pada sistem. Pada bagian suction ini, head ketinggian bernilai positif karena fluida bergerak dari bawah ke atas

$$H_s = 4.5923 \text{ m}$$

2. Head Loss Mayor

Head loss mayor adalah head yang dipengaruhi oleh panjang dan diameter pipa.

- Reynold Number (Re)

Reynold number digunakan untuk mengetahui tipe aliran fluida yang ada didalam pipa.

$$Re = \frac{D \times v}{\nu}$$

Dimana,

$$D = \text{Diameter pipa} = 0.0525 \quad \text{m}$$

$$v = \text{Kecepatan} = 3.6188 \quad \text{m/s}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 3.41 \times 10^{-5} \quad \text{m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{0.0525 \times 3.6188^2}{3.41 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 5576.076$$

- Friction Factor

Friction Factor merupakan factor gesek yang terjadi antara fluida dengan pipa. Nilai ini ditentukan oleh nilai dari reynold number, jika nilai reynold number <2300 (laminar) menggunakan rumus $Re/64$, jika lebih dari nilai tersebut maka rumus yang digunakan adalah $(0.02 + 0.0005/D)$

$$f = 0.02 + 0.0005/D$$

$$f = 0.02 + 0.0005 / 0.0525$$

$$f = 0.029524$$

- Head Loss Mayor

$$hf = \frac{f \times L \times v^2}{D \times 2g}$$

Dimana,

$$L = \text{Panjang pipa} = 21.0108 \text{ m}$$

$$g = \text{Gaya gravitasi} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$hf = \frac{0.02953 \times 21.0108 \times 3.6188^2}{0.0525 \times 2 \times 9.81}$$

$$hf = 7.8865 \text{ meter}$$

3. Head Loss Minor

Head loss minor adalah head yang dipengaruhi oleh aksesories (fitting) yang terpanjang sepanjang aliran fluida.

Tabel 4.11 Komponen Fitting Pada Discharge Side

No	Type	n	k	n x k
1	SDNRV	1	6	6
2	Elbow 90o	6	0.3	1.8
K				7.8

$$hm = \frac{K \times v^2}{2g}$$

$$hm = \frac{7.8 \times 3.6188^2}{2 \times 9.81}$$

$$hm = 5.21 \text{ meter}$$

4. Head Tekanan

Head tekanan disebabkan adanya *pressure drop* pada *economizer*

$$Hp = 227.815 \text{ kPa}$$

$$= 2.27815 \text{ Bar}$$

$$= 22.7815 \text{ meter}$$

5. Head Total

Head total merupakan penjumlahan dari perhitungan head sebelumnya.

$$H_t = H_s + H_f + H_m + H_p$$

$$= 4.5923 + 7.8865 + 5.21 + 22.7815$$

$$= 40.4665 \text{ meter}$$

$$\begin{aligned} \text{Head total pompa} &= \text{head suction} + \text{head discharge} \\ &= 10.446 + 40.4665 \\ &= 50.912 \text{ meter} \end{aligned}$$

Sehingga, dipilihlah pompa dengan spesifikasi sebagai berikut :

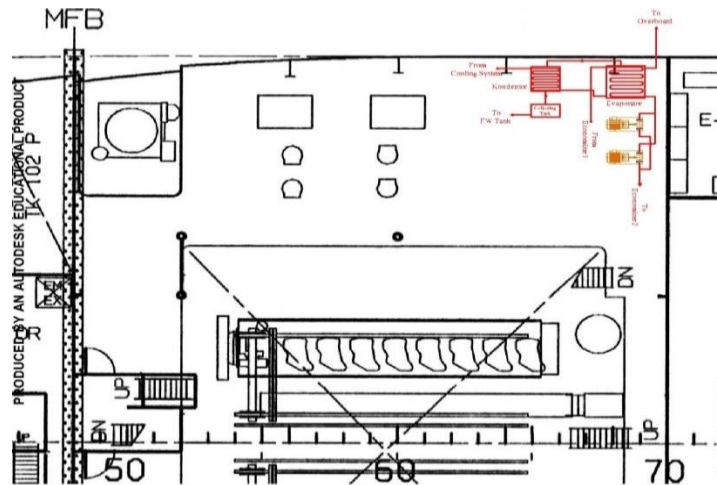
Merk = Sili Pump
 Type = RY65-40-250
 Power = 15 kW
 Flow = 25 m³/jam
 Head = 80 meter

4.13 Peletakan Peralatan di Kapal

Dari sistem yang telah direncanakan tentunya diperlukan peralatan / komponen agar sistem tersebut dapat berjalan dengan maksimal. Dari semua jenis peralatan / komponen tersebut memerlukan volume ruangan di dalam kapal, tentu kita harus menganalisa ruangan kosong yang dapat kita gunakan untuk meletakkan peralatan / komponen penunjang sistem. Berdasarkan letak komponen, dapat dibagi menjadi 3 antara lain :

4.13.1 Deck 2 Portside (kiri)

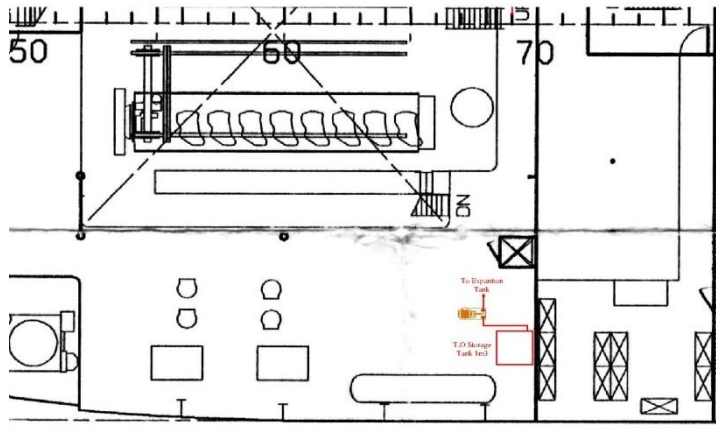
Komponen dalam sistem destilasi ini memiliki ukuran yang relatif kecil, sehingga tidak terlalu banyak memakan ruangan di dalam kapal. Komponen-komponen yang terletak di deck 2 bagian kiri kapal adalah *evaporator*, *kondensor*, *fresh water collecting tank*, dan pompa *circulating*. Karena sistem ini bergantung pada perpindahan panas, sebaiknya komponen-komponen tersebut diatas diletakkan berdekatan agar energi kalor yang hilang dapat diminimalkan. Evaporator dan pompa circulating diletakkan pada frame nomor 68-69, sedangkan kondensor dan fresh water collecting tank diletakkan pada frame nomor 65-66 portside.



Gambar 4.3. Komponen di Portside Kapal

4.13.2 Deck 2 Starboard (kanan)

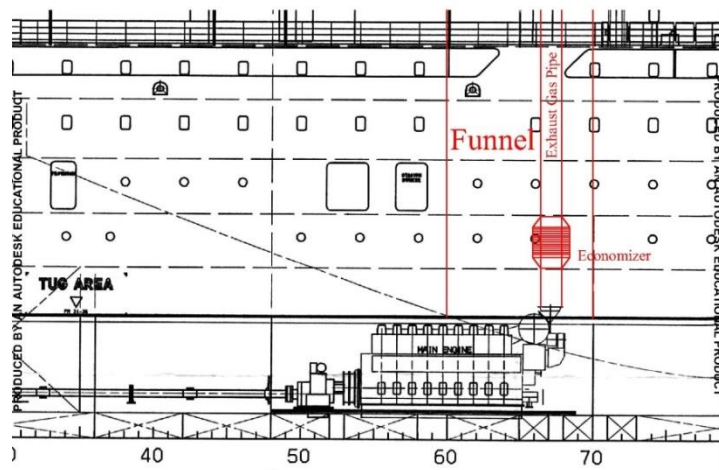
Komponen yang terletak di bagian starboard (kanan) kapal adalah thermal oil storage tank dan pompa transfer dari storage tank ke expansion tank. Pompa transfer diletakkan berdekatan dengan storage tank agar head pompa dapat dibuat seminimal mungkin. Thermal oil storage tank terletak pada frame nomor 68-70, sedangkan pompa transfer terletak pada frame nomor 67-68 starboard.



Gambar 4.4. Komponen di Starboard Kapal

4.13.3 Funnel

Komponen yang diletakkan didalam funnel adalah economizer dan expansion tank. Economizer yang berfungsi menangkap energi dari exhaust gas sebaiknya diletakkan berdekatan dengan sistem (di deck ke 2) untuk meminimalkan heat loss. Economizer tidak mungkin diletakkan di funnel yang lurus dengan deck 2 karena di deck 2 masih terdapat komponen main engine (engine tembus sampai deck 2), sehingga economizer diletakkan lurus dengan deck ke 3.



Gambar 4.5. Komponen di Funnel Kapal

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan, terdapat beberapa kesimpulan yang bisa ditarik dari tugas akhir ini, antara lain :

1. Dari segi energi yang dapat diambil
 - a. Energi yang bisa diambil dari cooling system main engine sudah ditentukan atau dapat dilihat pada project guide main engine KM. Labobar (MaK 9M43MC). Dimana energi yang tersedia sebesar 6074 kW yang mampu menaikkan suhu air laut menjadi 42.87 °C.
 - b. Pengambilan energi pada exhaust gas dilakukan dengan cara memasang economizer pada exhaust gas pipe. Dengan dimensi kedua economizer yang hamper sama, economizer 1 mampu mengambil energi sebesar 1974 kW, dan economizer 2 mampu mengambil energi sebesar 1518 kW.
2. Prinsip dasar kerja sistem destilasi yang direncanakan ialah air laut yang digunakan sebagai pendingin cooling system main engine diambil sebagian kemudian masuk kedalam kondensor yang juga sebagai pendingin dalam sistem destilasi ini selanjutnya masuk kedalam evaporator. Disisi lain terdapat thermal oil yang digunakan untuk mengambil energi dari exhaust gas dan di alirkan kedalam evaporator. Sehingga air laut yang ada di dalam evaporator mendidih dan sebagian ada yang menjadi uap yang nantinya akan masuk kedalam kondensor dan menjadi air tawar.
3. Perencanaan *fresh water maker* dengan menggunakan sistem destilasi yang telah direncanakan mampu menghasilkan produksi air tawar sebesar 0.611789 kg/s. Dengan jumlah tersebut sudah mampu memenuhi kebutuhan air tawar sekitar 48.112 % dari kebutuhan air tawar total yang sebesar 1.2716 kg/s.
4. Dari segi pengadaan alat, sistem ini tidak memerlukan tempat terlalu luas sehingga dapat dipasang atau diaplikasikan pada KM. Labobar. Berikut ini merupakan komponen-komponen utama yang diperlukan :

No	Komponen	Jumlah	Spesifikasi	Lokasi
1	Evaporator	1	Luas coil 8.0235 m ² / dimensi (800 x 800 x 1300)	Deck 2 / Frame 67-69 / Portside
2	Kondensor	1	Luas coil 12.0343 m ² / dimensi (750 x 750 x 1300)	Deck 2 / Frame 65-67 / Portside
3	FW Collecting Tank	1	Dimensi 750 x 750 x 400	Deck 2 / Frame 65-67 / Portside
4	Thermal Oil Storage Tank	1	Dimensi 1000 x 1000 x 1500 / 1.5 m ³	Deck 2 / Frame 68-70 / Starboard
5	Transfer Pump	1	Iron Pump / ON-V:4 / 5 m3/jam / 20 m / 1 hp	Deck 2 / Frame 68-69 / Starboard

6	Circulating Pump	2	Sili Pump / RY65-40-250 / 15 kW / 25m ³ /jam / 80 meter	Deck 2 / Frame 67-69 / Portside
7	Expansion Tank	1	Dimensi 900 x 900 x 1200 / 0.972 m ³	Funnel / Deck 4

5.2. Saran

Adapun saran yang bisa sebagai masukan dari tugas akhir ini antara lain :

1. Perlunya mencari referensi berapa maksimum energi yang bisa diambil dari exhaust gas tanpa mempengaruhi sistem exhaust gas tersebut.
2. Ketika dimensi dari masing-masing komponen didalam sistem destilasi telah ditentukan, perlu dihitung pada variasi power main engine sehingga perhitungan lebih akurat.

Daftar Pustaka

- Irvandi, Galih. 2016. *Analisa Teknis dan Ekonomis Terhadap Metode Direct System pada Solar Energy Distillation di Pulau Tabuhan untuk Kapasitas 100 Liter/Hari*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Nugroho, Ari. 2004. *Uraian Umum Tentang Teknologi Desalinasi*.
- Kalogirou, Soteris A. 2005. *Seawater Desalination Using Renewable Energy Sources*. Progress in Energy and Combustion Science 31 (2005) 242–281
- Cammack, R. 2006. *Oxford Dictionary of Biochemistry and Molecular Biology*. Oxford University Press. New York
- Kusumadewi, R.A., Notodarmodjo, S., Helmy, Q. 2012, *Desalinasi Air Asin Dengan Proses Destilasi Menggunakan Energi Matahari Dalam Kondisi Vakum*. Intitut Teknologi Bandung. Bandung
- Halaududin. 2006. *Pengukuran Konduktivitas Termal Bata Merah Pejaj*. Jurnal Gradien Vol. 2 No. 2 Juli 2006 : 152-155
- Arifin, Samsul. 2016. *Desain Sistem Pengolahan Air Limbah Domestik (Grey Water) Untuk Menghemat Kebutuhan Air Bersih (Non Consumable) Pada Kapal Penumpang KM. Labobar*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Nayar, K.G., Sharqawy, M.H., Lienhard V, J.H. 2016. *Seawater Thermophysical Properties Library*.
- Holman, J.P., Jasjfi, E. 1997. *Perpindahan Kalor (Edisi Keenam)*. Erlangga. Jakarta
- Saputra, Hendra. 2011. *Studi Teknis dan Ekonomis Perubahan Steam Boiler Menjadi Thermal Oil Boiler Sebagai Pemanas HFO Pada Kapal MV Amazon*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Assomadi, Abdu Fadli. 2011. *Pengantar Thermodinamika Lingkungan*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Buchori, Luqman. *Perpindahan Panas (Heat Transfer) PPT*. Jurusan Teknik Kimia. Universitas Diponegoro. Semarang

- Committee to Assess Fuel Economy Technologies for Medium- and Heavy-Duty. 2010. *Technologies and Approaches to Reducing the Fuel Consumption of Medium and Heavy-Duty Vehicles*. The National Academies Press. Washington D.C
- Hanshik, Chung., Jeong, Hyomin., Jeong, Kwang-Woon., Choi, Soon-Ho. 2016. *Improved Productivity Of The MSF (Multi-Stage Flashing) Desalination Plant By Increasing The TBT (Top Brine Temperature)*. Department of Energy and Mechanical Engineering. Institute of Marine Industry. Gyeongsang National University
- Hosseini, Sayed Reza., Amidpour, Majid, Behbahaninia, Ali. 2011. *Thermoeconomic Analysis With Reliability Consideration Of A Combined Power And Multi Stage Flash Desalination Plant*. Faculty of Mechanical Engineering-Energy Division, K.N. Toosi University of Technology
- Mochamadta. 2008. *Merancang sistem pakar sebagai salah satu metode sistem kontrol cerdas dalam proses pengontrolan yang dalam hal ini adalah sistem kontrol temperatur udara*. Institut Teknologi Bandung
- Suhardjito, Gaguk. 2015. *Tentang Rencana Umum*
- Jaaskelainen, Hannu. 2011. Diesel Exhaust Gas. <URL : http://www.dieselnets.com/tech/diesel_exh.php, diakses pada 1 Mei 2017>
- Steam or Thermal oil?, <URL : http://regiomat.com/Regiomat_Homepage_English/branch-waeschereien-eng.htm, diakses pada 4-7-2017, pukul 9.37 AM>
- Perpindahan Kalor Secara Konduksi, Konveksi, Dan Radiasi, <URL : <http://www.pakmono.com/2015/08/perpindahan-kalor-secara-konduksi-konveksi-radiasi.html>, diakses pada 8-7-2017, pukul 20.35>
- Perpindahan Kalor Secara Radiasi. <URL : <http://dwirahmawati41.blogspot.co.id/2015/04/perpindahan-kalor-secara-radiasi.html>, diakses pada 8-7-2017, pukul 20.36>
- Dual Stage Boiler Economizer, <URL : <http://cannonboilerworks.com/boiler-economizers/dual-stage-boiler-economizer/>, diakses pada 8-7-2017, pukul 20.40>
- Thermal Oil 'ABCO NF', <URL http://www.abco.dk/thermal_fluid.htm, diakses pada 27-04-2017 pukul 09.37>

Water-Thermodynamic Properties, <URL : http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html diakses pada 27-04-2017 pukul 10.11>

Water-Thermodynamic Properties, <URL : http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html diakses pada 27-04-2017 pukul 10.11>

Properties of Saturated Steam-Pressure in Bar, <URL : http://www.engineeringtoolbox.com/saturated-steam-properties-d_457.html. diakses pada 27-04-2017 pukul 10.15>

LAMPIRAN

1. Perbandingan Dua Sistem

Pada saat proses perhitungan pada tugas akhir ini, dilakukan perbandingan pada bagian *coolant* di kondensor (*coolant* murni dari air laut dan *coolant* dari *feed water*). Tahap perhitungan yang dilakukan untuk mencari hasil perbandingan tersebut sama seperti pembahasan pada bab 4 tugas akhir ini. Perbandingan ini ditujukan untuk mencari sistem mana yang lebih compact baik dari segi dimensi maupun peralatan pendukung sistem.

Sistem kerja dari kedua sistem dapat dilihat pada *key plan* dibawah (terlampir). Setelah dilakukan perhitungan diantara keduanya, maka didapatkan spesifikasi peralatan pendukung sebagai berikut :

No	Komponen / ITEM	Perbandingan			
		Kondensor COLD		Kondensor HOT	
		Spesifikasi	Jumlah	Spesifikasi	Jumlah
1	Kondensor	750 x 750 x 900 / 8.424 m ²	1	750 x 750 x 1300 / 12.0343 m ²	1
2	Evaporator	2000 x 2000 x 1300 / 46.968 m ²	1	800 x 800 x 1300 / 8.0235 m ²	1
3	FW Collecting Tank	750 x 750 x 400	1	750 x 750 x 400	1
4	TO Storage Tank	1000 x 1000 x 1500 / 1.5 m ³	1	1000 x 1000 x 1500 / 1.5 m ³	1
5	Expansion Tank	900 x 900 x 1500 / 1.215 m ³ (1.1 m ³)	1	900 x 900 x 1400 / 1.134 m ³ (1.057 m ³)	1
6	TO Circulating Pump	Sili Pump RY65-40-250 / 25 m ³ /jam / 80 meter / 15 kW	2	Sili Pump RY65-40-250 / 25 m ³ /jam / 80 meter / 15 kW	2
7	TO Transfer Pump	Iron Pump ON:4 / 5m ³ /jam / 20 meter / 1 HP	1	Iron Pump ON:4 / 5m ³ /jam / 20 meter / 1 HP	1
8	SW Transfer Pump	Sili Pump 50 CLZ-9 / 27 m ³ /jam / 14.5 meter / 2.2 kW	2	-	-
9	Produksi Air Tawar	0.596053 kg/s (46.87 %)		0.611789 kg/s (48.11175%)	
10	Economizer I	2000 x 1201 x 1320 / 1.974 MW		2000 x 1201 x 1320 / 1.974 MW	
11	Economizer II	2000 x 1471 x 2220 / 1.518 MW		2000 x 1471 x 2220 / 1.518 MW	

Berdasarkan data diatas, maka dipilihlah sistem dengan coolant dari cooling system (feed water), karena lebih compact baik dari segi dimensi ataupun komponen.

2. Tabel Hasil Perhitungan Laju Produksi Unsteady

➤ Di Evaporator

No	Temperatur Input (eva)	Q (Kalor)	Luas Perpindahan	LMTD	Laju Produksi	Selisih
1	42.8700	2741394.4141	8.0235	114.4059	0.0561	1.787E-07
2	45.9703	2715364.0621	8.0235	113.3195	0.1089	2.220E-07
3	48.8837	2690796.5459	8.0235	112.2943	0.1584	-7.142E-08
4	51.6190	2667637.6002	8.0235	111.3278	0.2049	-6.348E-08
5	54.1834	2645840.8183	8.0235	110.4181	0.2484	4.619E-07
6	56.5816	2625381.4725	8.0235	109.5642	0.2890	8.979E-07
7	58.8148	2606259.9330	8.0235	108.7664	0.3269	-8.288E-07
8	60.8819	2588506.1152	8.0235	108.0254	0.3619	5.794E-07
9	62.7810	2572141.5995	8.0235	107.3425	0.3940	-2.675E-07
10	64.5108	2557195.2055	8.0235	106.7187	0.4232	2.039E-07
11	66.0717	2543673.0613	8.0235	106.1543	0.4496	8.028E-07
12	67.4666	2531559.9691	8.0235	105.6489	0.4731	5.831E-07
13	68.7008	2520817.6360	8.0235	105.2007	0.4940	-3.835E-07
14	69.7826	2511386.3245	8.0235	104.8070	0.5122	-4.811E-08
15	70.7221	2503181.5981	8.0235	104.4646	0.5280	4.370E-07
16	71.5312	2496104.3529	8.0235	104.1693	0.5417	-2.867E-08
17	72.2226	2490049.6116	8.0235	103.9166	0.5533	8.306E-08
18	72.8094	2484905.2881	8.0235	103.7019	0.5632	-2.202E-07
19	73.3043	2480563.3832	8.0235	103.5207	0.5716	3.152E-07
20	73.7196	2476916.7457	8.0235	103.3685	0.5785	-1.605E-07
21	74.0663	2473871.2676	8.0235	103.2413	0.5844	7.629E-07
22	74.3547	2471335.1574	8.0235	103.1355	0.5892	3.416E-07
23	74.5938	2469231.7823	8.0235	103.0478	0.5933	-1.402E-07
24	74.7914	2467492.8329	8.0235	102.9753	0.5966	-2.838E-07
25	74.9544	2466059.2995	8.0235	102.9154	0.5993	3.838E-07
26	75.0885	2464877.3064	8.0235	102.8661	0.6016	-4.936E-07
27	75.1987	2463908.0919	8.0235	102.8256	0.6034	5.005E-07
28	75.2892	2463111.2155	8.0235	102.7923	0.6050	2.997E-07
29	75.3633	2462457.8791	8.0235	102.7651	0.6062	1.696E-08
30	75.4241	2461923.6861	8.0235	102.7428	0.6072	5.067E-07
31	75.4737	2461486.0824	8.0235	102.7245	0.6081	5.969E-07
32	75.5144	2461127.7403	8.0235	102.7096	0.6088	3.060E-07
33	75.5476	2460834.9346	8.0235	102.6974	0.6093	8.541E-08
34	75.5747	2460595.3577	8.0235	102.6874	0.6098	-4.343E-07
35	75.5968	2460401.5716	8.0235	102.6792	0.6101	6.490E-07
36	75.6149	2460240.9213	8.0235	102.6726	0.6104	-3.283E-07
37	75.6297	2460111.7154	8.0235	102.6672	0.6107	3.304E-07

No	Temperatur Input (eva)	Q (Kalor)	Luas Perpindahan	LMTD	Laju Produksi	Selisih
38	75.6417	2460004.7500	8.0235	102.6628	0.6109	-2.839E-07
39	75.6516	2459917.6375	8.0235	102.6592	0.6111	-7.526E-07
40	75.6596	2459847.9266	8.0235	102.6562	0.6112	-6.011E-08
41	75.6661	2459789.9639	8.0235	102.6538	0.6113	-2.940E-07
42	75.6714	2459743.5993	8.0235	102.6518	0.6114	2.438E-07
43	75.6758	2459704.8572	8.0235	102.6502	0.6115	7.497E-09
44	75.6794	2459673.3429	8.0235	102.6489	0.6115	-1.575E-07
45	75.6822	2459648.0214	8.0235	102.6478	0.6116	9.664E-09
46	75.6846	2459626.0460	8.0235	102.6470	0.6116	-9.809E-07
47	75.6865	2459611.3868	8.0235	102.6462	0.6116	8.273E-07
48	75.6881	2459596.1814	8.0235	102.6457	0.6117	-1.187E-07
49	75.6894	2459585.0623	8.0235	102.6452	0.6117	1.644E-08
50	75.6904	2459575.7716	8.0235	102.6448	0.6117	-3.206E-08
51	75.6913	2459568.3595	8.0235	102.6445	0.6117	5.849E-08
52	75.6920	2459562.7464	8.0235	102.6442	0.6117	5.218E-07
53	75.6926	2459557.0240	8.0235	102.6440	0.6117	8.891E-09
54	75.6930	2459552.3946	8.0235	102.6439	0.6118	-4.729E-07
55	75.6934	2459549.8571	8.0235	102.6437	0.6118	8.799E-08
56	75.6937	2459548.0005	8.0235	102.6436	0.6118	8.290E-07
57	75.6940	2459544.3527	8.0235	102.6435	0.6118	-2.389E-07
58	75.6942	2459542.9099	8.0235	102.6435	0.6118	-6.120E-09
59	75.6943	2459541.4942	8.0235	102.6434	0.6118	2.907E-08
60	75.6945	2459540.3232	8.0235	102.6433	0.6118	5.237E-08
61	75.6946	2459539.3707	8.0235	102.6433	0.6118	8.187E-08
62	75.6947	2459538.6884	8.0235	102.6433	0.6118	1.891E-07
63	75.6948	2459538.0067	8.0235	102.6432	0.6118	1.886E-07
64	75.6948	2459537.3255	8.0235	102.6432	0.6118	8.043E-08
65	75.6949	2459536.8625	8.0235	102.6432	0.6118	5.023E-08
66	75.6949	2459536.3739	8.0235	102.6432	0.6118	-6.964E-08
67	75.6949	2459536.1552	8.0235	102.6432	0.6118	-3.991E-08
68	75.6950	2459535.9626	8.0235	102.6432	0.6118	-2.826E-08
69	75.6950	2459535.7442	8.0235	102.6432	0.6118	-7.036E-08
70	75.6950	2459535.7177	8.0235	102.6431	0.6118	1.955E-08

➤ Di Kondensor

No	Q (Kalor)	LMTD	Luas Perpindahan	Temperatur Air Tawar	Selisih
1	140266.303	6.3387	3.69571	42.8800	-2.256264
2	272081.745	6.0386	7.52502	42.8800	-0.599229
3	395834.386	5.7553	11.48655	42.8800	-0.047679
4	511858.508	7.1035	12.03422	42.9387	6.57E-08
5	620360.158	8.6093	12.03423	43.1456	2E-07
6	721397.491	10.0115	12.03422	43.5636	1.35E-07
7	814919.035	11.3094	12.03422	44.2111	-3.11E-08
8	900842.606	12.5019	12.03422	45.0688	-2.75E-07
9	979104.819	13.5880	12.03423	46.0954	4.66E-07
10	1049725.581	14.5680	12.03422	47.2401	-9.93E-08
11	1112832.738	15.4438	12.03422	48.4501	-3.55E-08
12	1168674.677	16.2188	12.03422	49.6764	-3.14E-07
13	1217616.516	16.8980	12.03423	50.8772	2.9E-07
14	1260123.832	17.4879	12.03423	52.0198	2.78E-07
15	1296731.435	17.9960	12.03422	53.0810	-1.28E-07
16	1328014.230	18.4301	12.03423	54.0463	2.67E-07
17	1354562.439	18.7986	12.03422	54.9091	3.6E-08
18	1376954.195	19.1093	12.03421	55.6688	-8.92E-07
19	1395740.341	19.3700	12.03422	56.3291	-1.32E-07
20	1411427.518	19.5877	12.03423	56.8970	1.79E-07
21	1424476.709	19.7688	12.03422	57.3809	-2.92E-07
22	1435293.701	19.9189	12.03422	57.7901	-1.36E-07
23	1444234.809	20.0430	12.03422	58.1340	-7.96E-08
24	1451608.068	20.1454	12.03421	58.4214	-8.57E-07
25	1457677.387	20.2296	12.03422	58.6606	-6.16E-07
26	1462663.442	20.2988	12.03422	58.8589	-5.16E-07
27	1466756.070	20.3556	12.03422	59.0229	-1.27E-07
28	1470110.319	20.4021	12.03422	59.1581	-4.85E-07
29	1472856.913	20.4402	12.03424	59.2693	1.59E-06
30	1475104.799	20.4714	12.03422	59.3608	-1.12E-07
31	1476943.195	20.4969	12.03423	59.4358	7.7E-07
32	1478445.380	20.5178	12.03422	59.4973	9.36E-08
33	1479672.380	20.5348	12.03422	59.5476	-3.22E-08
34	1480673.869	20.5487	12.03422	59.5888	-1.85E-08
35	1481492.798	20.5601	12.03422	59.6225	-6.07E-07
36	1482160.111	20.5694	12.03421	59.6500	-8.01E-07
37	1482705.568	20.5769	12.03422	59.6725	-1.14E-07
38	1483149.970	20.5831	12.03423	59.6908	2.16E-07

No	Q (Kalor)	LMTD	Luas Perpindahan	Temperatur Air Tawar	Selisih
39	1483512.015	20.5881	12.03423	59.7058	2.85E-07
40	1483808.171	20.5922	12.03422	59.7180	-5.41E-08
41	1484049.426	20.5956	12.03421	59.7280	-7.9E-07
42	1484246.891	20.5983	12.03422	59.7362	-3.43E-07
43	1484407.679	20.6005	12.03422	59.7428	-3.07E-07
44	1484538.673	20.6024	12.03423	59.7482	2.5E-07
45	1484645.527	20.6039	12.03420	59.7527	-1.91E-06
46	1484731.655	20.6050	12.03422	59.7562	-1.1E-07
47	1484804.022	20.6060	12.03422	59.7592	-2.29E-07
48	1484861.914	20.6068	12.03422	59.7616	-3.18E-07
49	1484909.316	20.6075	12.03422	59.7636	3.18E-08
50	1484947.911	20.6080	12.03422	59.7652	-2.12E-08
51	1484979.511	20.6085	12.03423	59.7665	2.16E-07
52	1485005.802	20.6088	12.03422	59.7676	-9.61E-08
53	1485026.669	20.6091	12.03423	59.7684	2.96E-07
54	1485043.068	20.6094	12.03422	59.7691	-2.81E-07
55	1485057.056	20.6096	12.03421	59.7697	-8.54E-07
56	1485069.359	20.6097	12.03422	59.7702	-5.9E-07
57	1485078.165	20.6098	12.03422	59.7706	-1.82E-07
58	1485085.644	20.6099	12.03422	59.7709	8.86E-08
59	1485091.796	20.6100	12.03423	59.7711	2.21E-07
60	1485096.863	20.6101	12.03423	59.7713	4.94E-07
61	1485101.011	20.6102	12.03423	59.7715	2.67E-07
62	1485104.507	20.6102	12.03422	59.7716	1.24E-07
63	1485107.353	20.6102	12.03422	59.7718	6.48E-08
64	1485109.548	20.6103	12.03422	59.7718	9.04E-08
65	1485111.336	20.6103	12.03423	59.7719	4.79E-07
66	1485112.637	20.6103	12.03423	59.7720	3.1E-07
67	1485113.696	20.6103	12.03422	59.7720	-1.37E-07
68	1485114.564	20.6104	12.03422	59.7721	-2.49E-07
69	1485115.240	20.6104	12.03422	59.7721	-2.72E-08
70	1485115.917	20.6104	12.03423	59.7721	1.95E-07

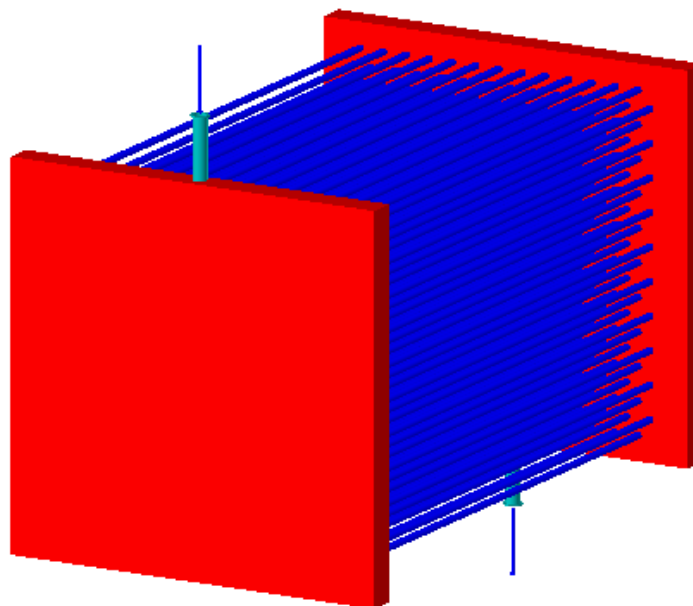
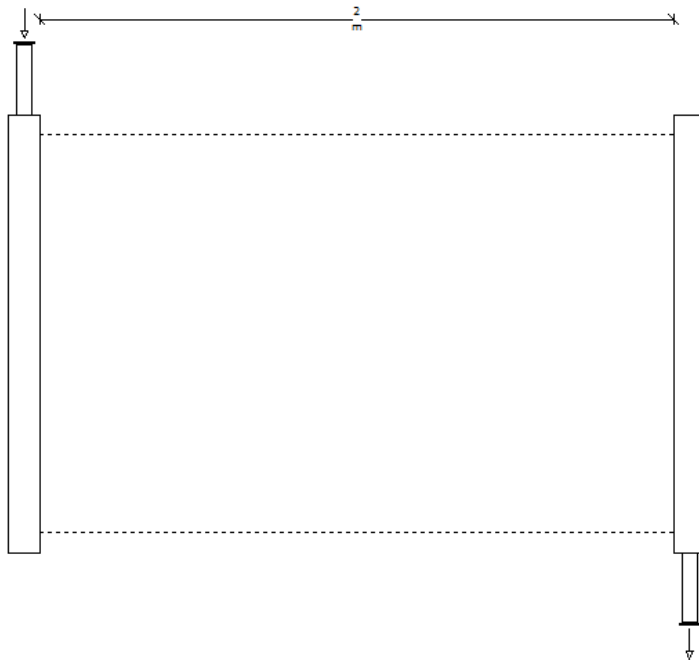
➤ Hasil Konversi (Iterasi ke Waktu)

Waktu (s)	Laju Produksi	Q Evaporator	Q Kondensor
10	0.05135	2743.754	128.318
20	0.19397	2673.068	484.651
30	0.32637	2606.507	813.723
40	0.43096	2553.220	1068.278
50	0.50555	2514.825	1244.625
60	0.55326	2490.085	1354.406
70	0.58064	2475.823	1416.113
80	0.59568	2467.964	1449.611
90	0.60359	2463.827	1467.096
100	0.60763	2461.716	1475.978
110	0.60971	2460.625	1480.550
120	0.61074	2460.088	1482.805
130	0.61127	2459.809	1483.970
140	0.61152	2459.674	1484.536
150	0.61166	2459.606	1484.824
160	0.61172	2459.570	1484.972
170	0.61176	2459.552	1485.044
180	0.61177	2459.544	1485.082
190	0.61178	2459.539	1485.100
200	0.61179	2459.537	1485.110
210	0.61179	2459.536	1485.114
220	0.61179	2459.536	1485.117

3. Economizer

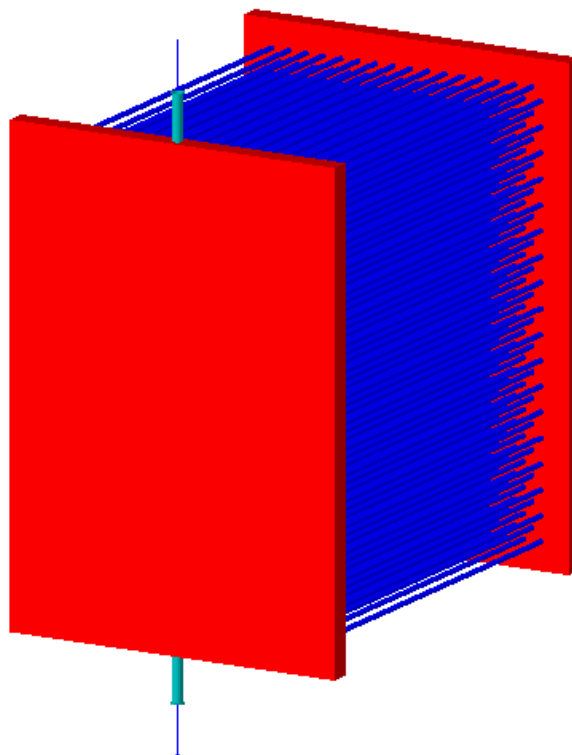
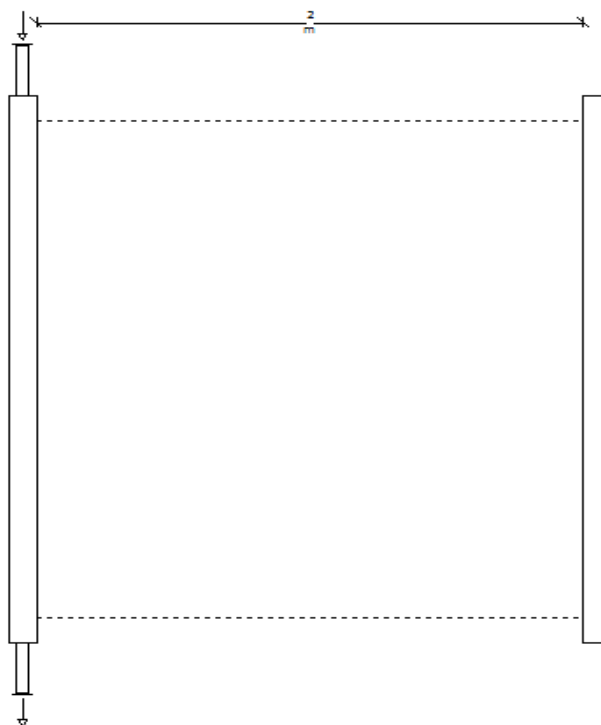
➤ Desain Economizer 1

Bay Width	1.214 m	Single bundle weight	14285 kg
Bays in parallel	1	Total bundle weight	--
Bundle width	1.201 m	Structure weight	--
Bundles in parallel	1	Walkway ladder weight	--
Fan diameter	N/A	Dry weight	14285 kg
Fans per bay	0	Wet weight	14546 kg
Ground clearance	--		
Tube length	2 m		



➤ Desain Economizer 2

Bay Width	1.484 m	Single bundle weight	15742 kg
Bays in parallel	1	Total bundle weight	--
Bundle width	1.471 m	Structure weight	--
Bundles in parallel	1	Walkway ladder weight	--
Fan diameter	N/A	Dry weight	15742 kg
Fans per bay	0	Wet weight	16241 kg
Ground clearance	--		
Tube length	2 m		



➤ Report Econimizer 1

HTRI

Output Summary

Released to the following HTRI Member Company:
goeck
Fegle

Page 1

Xace E Ver. 6.00 7/23/2017 17:10 SN: Vals100+

SI Units

Rating-Vertical economizer countercurrent to crossflow

See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Exhaust Gas		Thermal Oil	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	14.082		6.000	
Weight fraction vapor, In/Out		1.000		0.000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	311.00		175.16	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	147.46		262.34	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	785.011		783.739	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	1.272		3.000	
Midpoint velocity	(m/s)	14.85		1.42	
- In/Out	(m/s)			1.38	
Heat transfer safety factor	(--)	1		1	
Fouling	(m2-K/W)	0.001759		0.000176	

Exchanger Performance			
Outside film coef	(W/m2-K)	75.36	Actual U (W/m2-K) 16.357
Tubeside film coef	(W/m2-K)	663.67	Required U (W/m2-K) 16.357
Clean coef	(W/m2-K)	18.312	Area (m2) 892.714
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign (%) 0.00
Cold regime	Sens. Liquid		
EMTD	(Deg C)	135.2	
Duty	(MegaWatts)	1.974	

Unit Geometry			
Bays in parallel per unit		1	
Bundles parallel per bay		1	
Extended area	(m2)	892.714	
Bare area	(m2)	37.897	
Bundle width	(m)	1.201	

Nozzle			
Number	(--)	Inlet 1	Outlet 1
Diameter	(mm)	49.251	49.251
Velocity	(m/s)	3.62	3.91
R-V-SQ	(kg/m-s2)	11409.0	12303.3
Pressure drop	(kPa)	6.276	4.307

Fan Geometry			
No/bay	(--)	0	
Fan ring type			
Diameter	(m)	0.000	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		
Driver power	(kW)	0.00	
Tip clearance	(mm)	0.000	
Efficiency	(%)	0	

Airside Velocities			
Face	(m/s)	Actual 9.87	Standard
Maximum	(m/s)	17.73	
Flow	(100 m3/min)	14.221	
Velocity pressure	(Pa)	0.00	
Bundle pressure drop	(Pa)	1272.29	
Bundle flow fraction	(--)	1.000	

Airside Pressure Drop, % Louvers			
Bundle	100.00	0.00	
Ground clearance	0.00	Fan guard	0.00
Fan ring	0.00	Fan area blockage	0.00

Tube Geometry	
Tube type	High-finned
Tube OD	(mm) 25.400
Tube ID	(mm) 22.098
Length	(m) 2.000
Area ratio(out/in)	(--)
Layout	Staggered
Trans pitch	(mm) 90.000
Long pitch	(mm) 60.000
Number of passes	(--)
Number of rows	(--)
Tube count	(--)
Tube count Odd/Even	(--)
Tube material	Copper/nickel 90/10

Fin Geometry	
Type	Plain round
Fins/length	fin/meter 433.0
Fin root	mm 25.400
Height	mm 15.875
Base thickness	mm 0.400
Over fin	mm 57.150
Efficiency	(%) 82.7
Area ratio (fin/bare)	(--)
Material	Copper

Thermal Resistance, %	
Air	21.70
Tube	66.73
Fouling	10.68
Metal	0.88
Bond	0.00

➤ Report Economizer 2

HTRI

Output Summary

Released to the following HTRI Member Company:
goeck
Fegle

Xace E Ver. 6.007/23/201717:11SN: Vals100+SI Units

Rating-Vertical economizer countercurrent to crossflow
See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Exhaust Gas		Thermal Oil	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	14.082		6.000	
Weight fraction vapor, In/Out		1.0001.000		0.0000.000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	311.00206.91		180.20275.94	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	198.08296.16		193.53289.73	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	785.011783.514		500.007383.630	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)(kPa)	1.4983.000		116.377100.002	
Midpoint velocity	(m/s)	12.29		1.24	
- In/Out	(m/s)			1.211.28	
Heat transfer safety factor	(-)	1		1	
Fouling	(m2-K/W)	0.001759		0.000176	

Exchanger Performance

Outside film coef	(W/m2-K)	66.82	Actual U	(W/m2-K)	25.284
Tubeside film coef	(W/m2-K)	1545.72	Required U	(W/m2-K)	25.285
Clean coef	(W/m2-K)	30.282	Area	(m2)	2010.72
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign	(%)	-0.00
Cold regime	Sens. Liquid		Tube Geometry		
EMTD	(Deg C)	29.9	Tube type	High-finned	
Duty	(MegaWatts)	1.518	Tube OD	(mm)	25.400
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	22.098
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	2.000
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(-)	27.0765
Extended area	(m2)	2010.72	Layout	Staggered	
Bare area	(m2)	85.357	Trans pitch	(mm)	90.000
Bundle width	(m)	1.471	Long pitch	(mm)	60.000
Nozzle	Inlet	Outlet	Number of passes	(-)	36
Number	(-)	1	Number of rows	(-)	36
Diameter	(mm)	49.251	Tubecount	(-)	576
Velocity	(m/s)	3.91	Tubecount Odd/Even	(-)	16 / 16
R-V-SQ	(kg/m-s2)	12303.3	Tube material	Copper/nickel 90/10	
Pressure drop	(kPa)	6.768	Fin Geometry		
Fan Geometry			Type	Plain round	
No/bay	(-)	0	Fins/length	fin/meter	433.0
Fan ring type			Fin root	mm	25.400
Diameter	(m)	0.000	Height	mm	15.875
Ratio, Fan/bundle face area	(-)		Base thickness	mm	0.400
Driver power	(kW)	0.00	Over fin	mm	57.150
Tip clearance	(mm)	0.000	Efficiency	(%)	84.6
Efficiency	(%)	0	Area ratio (fin/bare)	(-)	23.5565
Airside Velocities		Actual	Standard	Material	Copper
Face	(m/s)	8.06		Thermal Resistance, %	
Maximum	(m/s)	13.50		Air	37.84
Flow	(100 m3/min)	14.221		Tube	44.29
Velocity pressure	(Pa)	0.00		Fouling	16.51
Bundle pressure drop	(Pa)	1497.51		Metal	1.36
Bundle flow fraction	(-)	1.000		Bond	0.00
Bundle	100.00	Airside Pressure Drop, % Louvers			0.00
Ground clearance	0.00	Fan guard	0.00	Hail screen	0.00
Fan ring	0.00	Fan area blockage	0.00	Steam coil	0.00

4. Water Properties

Temperature - t - (°C) (deg F)	Absolute pressure - p - (kN/m ² , kPa) (psia)	Density - ρ - (kg/m ³) (slugs/cu.ft)	Specific volume - v - (10 ⁻³ m ³ /kg)	Specific Heat - c _p - (kJ/(kg K)) (Btu/lb F)	Specific Entropy - e - (kJ/(kg K))
0 (Ice)		916.8			
0.01	0.6	999.8	1.00	4.217	0
4 (maximum density)	0.9	1000.0		4.205	
5	0.9	1000.0	1.00	4.202	0.075
10	1.2	999.8	1.00	4.192	0.150
15	1.7	999.2	1.00	4.1855 ¹⁾	0.223
20	2.3	998.3	1.00	4.182	0.296
25	3.2	997.1	1.00	4.180	0.367
30	4.3	995.7	1.00	4.178	0.438
35	5.6	994.1	1.01	4.178	0.505
40	7.7	992.3	1.01	4.179	0.581
45	9.6	990.2	1.01	4.181	0.637
50	12.5	988	1.01	4.182	0.707
55	15.7	986	1.01	4.183	0.767
60	20.0	983	1.02	4.185	0.832
65	25.0	980	1.02	4.188	0.893
70	31.3	978	1.02	4.191	0.966
75	38.6	975	1.03	4.194	1.016
80	47.5	972	1.03	4.198	1.076
85	57.8	968	1.03	4.203	1.134
90	70.0	965	1.04	4.208	1.192
95	84.5	962	1.04	4.213	1.250
100	101.33	958	1.04	4.219	1.307
105	121	954	1.05	4.226	1.382
110	143	951	1.05	4.233	1.418

Temperature - t - (°C) (deg F)	Absolute Pressure - p - (kN/m ² , kPa) (psia)	Dynamic Viscosity - μ - (centiPoise)	Kinematic Viscosity - ν - (10 ⁻⁶ m ² /s)	Volumetric Expansion Coefficient (10 ⁻³ 1/K)	Specific enthalpy (kJ/kg) (Btu/lb)	Prandtl no.
0.01	0.6	1.78	1.792	-0.07	0	13.67
5	0.9	1.52		0.016	21.0	
10	1.2	1.31	1.304	0.088	41.9	9.47
15	1.7	1.14		0.151	62.9	
20	2.3	1.00	1.004	0.207	83.8	7.01
25	3.2	0.890		0.257	104.8	
30	4.3	0.798	0.801	0.303	125.7	5.43
35	5.6	0.719		0.345	146.7	
40	7.7	0.653	0.658	0.385	167.6	4.34
45	9.6	0.596		0.420	188.6	
50	12.5	0.547	0.553	0.457	209.6	3.56
55	15.7	0.504		0.486	230.5	
60	20.0	0.467	0.474	0.523	251.5	2.99
65	25.0	0.434		0.544	272.4	
70	31.3	0.404	0.413	0.585	293.4	2.56
75	38.6	0.378		0.596	314.3	
80	47.5	0.355	0.365	0.643	335.3	2.23
85	57.8	0.334		0.644	356.2	
90	70.0	0.314	0.326	0.665	377.2	1.96
95	84.5	0.297		0.687	398.1	
100	101.33	0.281	0.295	0.752	419.1	1.75
105	121	0.267			440.2	
110	143	0.253			461.3	
115	169	0.241			482.5	
120	199	0.230	0.249	0.860	503.7	1.45

Absolute Pressure	Boiling Point	Specific Volume (steam)	Density (steam)	Specific Enthalpy of Liquid Water (sensible heat)		Specific Enthalpy of Steam (total heat)		Latent heat of Vaporization		Specific Heat
(bar)	(°C)	(m³/kg)	(kg/m³)	(kJ/kg)	(kcal/kg)	(kJ/kg)	(kcal/kg)	(kJ/kg)	(kcal/kg)	(kJ/kg K)
0.02	17.51	67.006	0.015	73.45	17.54	2533.64	605.15	2460.19	587.61	1.8644
0.03	24.10	45.667	0.022	101.00	24.12	2545.64	608.02	2444.65	583.89	1.8694
0.04	28.98	34.802	0.029	121.41	29.00	2554.51	610.13	2433.10	581.14	1.8736
0.05	32.90	28.194	0.035	137.77	32.91	2561.59	611.83	2423.82	578.92	1.8774
0.06	36.18	23.741	0.042	151.50	36.19	2567.51	613.24	2416.01	577.05	1.8808
0.07	39.02	20.531	0.049	163.38	39.02	2572.62	614.46	2409.24	575.44	1.8840
0.08	41.53	18.105	0.055	173.87	41.53	2577.11	615.53	2403.25	574.01	1.8871
0.09	43.79	16.204	0.062	183.28	43.78	2581.14	616.49	2397.85	572.72	1.8899
0.1	45.83	14.675	0.068	191.84	45.82	2584.78	617.36	2392.94	571.54	1.8927
0.2	60.09	7.650	0.131	251.46	60.06	2609.86	623.35	2358.40	563.30	1.9156
0.3	69.13	5.229	0.191	289.31	69.10	2625.43	627.07	2336.13	557.97	1.9343
0.4	75.89	3.993	0.250	317.65	75.87	2636.88	629.81	2319.23	553.94	1.9506
0.5	81.35	3.240	0.309	340.57	81.34	2645.99	631.98	2305.42	550.64	1.9654
0.6	85.95	2.732	0.366	359.93	85.97	2653.57	633.79	2293.64	547.83	1.9790
0.7	89.96	2.365	0.423	376.77	89.99	2660.07	635.35	2283.30	545.36	1.9919
0.8	93.51	2.087	0.479	391.73	93.56	2665.77	636.71	2274.05	543.15	2.0040
0.9	96.71	1.869	0.535	405.21	96.78	2670.85	637.92	2265.65	541.14	2.0156
1 ¹⁾	99.63	1.694	0.590	417.51	99.72	2675.43	639.02	2257.92	539.30	2.0267
1.1	102.32	1.549	0.645	428.84	102.43	2679.61	640.01	2250.76	537.59	2.0373
1.2	104.81	1.428	0.700	439.36	104.94	2683.44	640.93	2244.08	535.99	2.0476
1.3	107.13	1.325	0.755	449.19	107.29	2686.98	641.77	2237.79	534.49	2.0576
1.4	109.32	1.236	0.809	458.42	109.49	2690.28	642.56	2231.86	533.07	2.0673
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768
1.6	113.32	1.091	0.916	475.38	113.54	2696.25	643.99	2220.87	530.45	2.0860
1.7	115.17	1.031	0.970	483.22	115.42	2698.97	644.64	2215.75	529.22	2.0950
1.8	116.93	0.977	1.023	490.70	117.20	2701.54	645.25	2210.84	528.05	2.1037
1.9	118.62	0.929	1.076	497.85	118.91	2703.98	645.83	2206.13	526.92	2.1124
2	120.23	0.885	1.129	504.71	120.55	2706.29	646.39	2201.59	525.84	2.1208

6. Exhaust Gas Properties (https://www.dieselnet.com/tech/diesel_exh.php)

Table 1

Physical Properties of Air (p = 101.13 kPa)

T temperature, K; **ρ** density, kg/m³; **h** specific enthalpy, kJ/kg; **s** specific entropy, kJ/(kg · K);

C_p specific heat at constant pressure, kJ/(kg · K); **μ** viscosity, 10⁻⁴ Pa · s; **k** thermal conductivity, W/(m · K)

T	ρ	h	s	C _p	μ	k
260	1.340	260.0	6.727	1.006	0.165	0.0231
280	1.245	280.2	6.802	1.006	0.175	0.0247
300	1.161	300.3	6.871	1.007	0.185	0.0263
350	0.995	350.7	7.026	1.009	0.208	0.0301
400	0.871	401.2	7.161	1.014	0.230	0.0336
450	0.774	452.1	7.282	1.021	0.251	0.0371
500	0.696	503.4	7.389	1.030	0.270	0.0404
600	0.580	607.5	7.579	1.051	0.306	0.0466
800	0.435	822.5	7.888	1.099	0.370	0.0577
1000	0.348	1046.8	8.138	1.141	0.424	0.0681
1200	0.290	1278	8.349	1.175	0.473	0.0783
1400	0.249	1515	8.531	1.207	0.527	0.0927

7. Thermal Oil Properties (http://www.abco.dk/thermal_fluid.htm)

No	Keterangan	Temperatur
1	Normal Operating Temperature	50 – 316 °C
2	Max. Film Temperature	338 °C
3	Flash Point	174 °C
4	Fire Point	196 °C
5	Auto Ignition Temperature	366 °C

THERMAL FLUID | TERMISK OLIE typical white


AB&CO · TT BOILERS

Temperature	Density	Specific Heat	Heat Conductivity	Dynamic Viscosity	Prandtl's Number
t	M	C _p	L	μ	Pr
°C	kg/m ³	kJ/(kg·K)	W/(m·K)	x10 ⁻⁶ Pa·s	-
-30	4.600	1,696	0,137	21.160.000	262.719
0	882,0	1,805	0,134	163.170	2.191
20	873,6	1,878	0,133	42.806	605
40	865,2	1,951	0,132	16.438	244
60	856,8	2,023	0,130	8.054	125
80	848,4	2,096	0,129	4.581	74,6
100	839,9	2,169	0,127	2.982	50,8
110	835,7	2,205	0,126	2.490	43,4
120	831,5	2,241	0,126	2.095	37,3
130	827,3	2,278	0,125	1.787	32,6
140	823,1	2,314	0,124	1.547	28,8
150	818,9	2,350	0,124	1.368	26,0
160	814,7	2,386	0,123	1.214	23,6
170	810,5	2,423	0,122	1.078	27,3
180	806,3	2,459	0,121	976	19,8
190	802,1	2,496	0,121	874	18,1
200	797,9	2,532	0,120	798	16,8
210	793,7	2,568	0,119	734	15,8
215	791,6	2,587	0,119	701	15,2
220	789,5	2,605	0,119	667	14,7
225	787,4	2,623	0,118	642	14,3
230	785,3	2,641	0,118	618	13,9
235	783,2	2,659	0,117	595	13,5
240	781,1	2,678	0,117	573	13,1
245	779,0	2,696	0,117	550	12,7
250	776,9	2,714	0,116	528	12,3
255	774,8	2,732	0,116	511	12,0
255	774,8	2,732	0,116	511	12,0
260	772,6	2,750	0,116	494	11,8
265	770,5	2,768	0,115	475	11,4
270	768,4	2,786	0,115	456	11,1
275	766,3	2,805	0,115	443	10,8
280	764,2	2,823	0,114	430	10,6
285	762,1	2,841	0,114	415	10,4
290	760,0	2,859	0,114	401	10,1

295	757,9	2,877	0,113	388	9,9
300	755,8	2,895	0,113	375	9,6
305	753,7	2,913	0,112	364	9,4
310	751,6	2,932	0,112	353	9,2
315	749,5	2,950	0,112	343	9,0
320	747,4	2,968	0,111	332	8,8
325	745,3	2,986	0,111	326	8,8
330	743,2	3,005	0,111	314	8,5
335	741,1	3,023	0,110	307	8,4
340	739,0	3,041	0,110	297	8,2

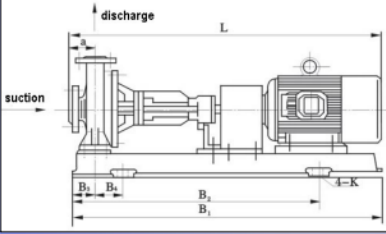
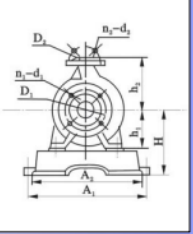
8. Pompa

➤ Circulating Pump


Ry Thermal Oil Circulation Centrifugal Pump Catalogue

Pump specification:
 For 50Hz pump, in 3phase/50Hz, speed 2900rpm(2 poles)
 For 60Hz pump, in 3phase/60Hz, speed 3500rpm(2 poles)

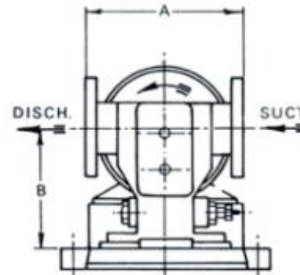
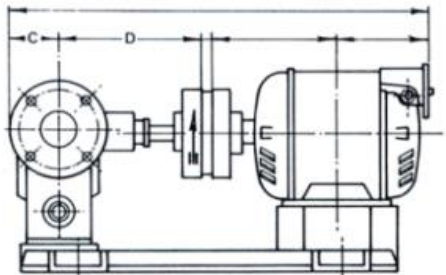
Item	Model	50Hz				60Hz			
		Capacity (m3/h)	Head (m)	S. power (kw)	Power (kw)	Capacity (m3/h)	Head (m)	S. power (kw)	Power (kw)
1	RY65-50-160	20	32	3.17	5.5	24	44.8	5.2	7.5
2	RY65-40-200	30	48	6.3	7.5	36	67.2	10.4	11
3	RY65-40-200A	25	35	4.0	5.5	30	49	6.6	7.5
4	RY65-40-250	25	80	10.3	15	30	112	17.0	22
5	RY65-40-250A	20	51	5.67	7.5	24	71.4	9.4	11
6	RY65-40-315	25	125	18.9	30	30	175	31.2	37
7	RY65-40-315A	22.5	100	15.3	22	27	140	25.2	30
8	RY80-50-200	50	50	9.7	15	60	70	16.0	18.5
9	RY80-50-200A	45	40	7.8	11	54	56	12.9	15

Unit: mm

Model	A1	A1	B1	B2	B3	B4	a	H	h1	h2	D1	D2	n1-d1	n2-d2	K	L
RY65-50-160	400	370	970	600	165	90	80	227	132	160	145	125	4-18	4-18	25	965
RY65-40-200	400	370	970	600	165	90	100	255	160	180	145	110	4-18	4-18	25	985
RY65-40-250	490	460	1280	840	220	130	100	285	180	225	145	110	4-18	4-18	28	1300
RY65-40-315	550	510	1430	940	245	140	125	305	200	250	145	110	4-18	4-18	28	1432
RY80-50-200	440	410	1150	740	205	110	100	250	160	200	160	125	4-18	4-18	25	1100
RY80-50-250	490	460	1280	840	220	130	125	285	180	225	160	125	8-18	4-18	28	1325
RY80-50-315	670	630	1830	1200	315	200	125	390	225	280	160	125	8-18	4-18	28	1700
RY100-65-200	490	460	1280	840	220	130	100	285	180	225	180	145	8-18	4-18	28	1300
RY100-65-250	550	510	1430	940	245	140	125	305	200	250	180	145	8-18	4-18	28	1450
RY100-65-315	670	630	1830	1200	315	200	125	390	225	280	180	145	8-18	4-18	28	1700
RY125-100-200	670	630	1630	1060	285	180	125	335	200	280	210	180	8-18	8-18	28	1630
RY125-100-250	670	630	1630	1060	285	180	140	360	225	280	210	180	8-18	8-18	28	1673
RY150-150-200	670	630	1830	1200	315	200	150	390	225	315	240	240	8-18	8-23	28	1732
RY200-150-400(*)	670	630	1830	1200	315	200	160	480	315	450	295	240	8-23	8-23	28	1850
RY250-200-400(*)	860	1010	2150	1200	525	350	200	630	400	470	385	320	12-33	12-30	35	2321
RY250-200-500(*)	860	1010	2150	1200	525	350	200	680	450	540	385	320	12-33	12-30	35	2572

➤ Transfer Pump



The pump can be furnished right or left hand.

Arrangement

Type:	A	B	C	D	Pipe size	Nozzles			Weight without motor - kg
						O. D. flange	B. C.	Bolt - holes	
ON: 1-2	220	190	65	190	25-1"	115	85	4-15 ^a	45
ON: 3-4	240	175	75	205	40-1 1/2"	150	110	4-18 ^a	75
ON: 5-6-7	300	220	90	270	70-2 1/4"	185	145	4-18 ^a	105
ON: 8-9-10	300	245	135	310	90-3 1/2"	210	170	8-18 ^a	135
ON: 35/10	360	270	180	348	100-4"	220	180	8-18 ^a	220
ON: 50/10	400	291	220	398	125-5"	250	210	8-18 ^a	290
ON: 80/10	450	340	325	530	150-6"	285	240	8-23 ^a	430
ON: 100/10	450	340	325	530	150-6"	285	240	8-23 ^a	540

Ratings for ON and ONV

Type:	n = 850 R.P.M.					
	20 m Head m ³ /h HP		35 m Head m ³ /h HP		50 m Head m ³ /h HP	
ON: 1	1,5	0,4	1,4	0,7	1,3	0,9
ON: 2	2,5	0,6	2,4	0,9	2,3	1,3
ON-V: 3	3,5	0,7	3,4	1,1	3,3	1,6
ON-V: 4	4,5	1,0	4,4	1,4	4,3	2,0
ON-V: 5	9,5	1,6	9,3	2,1	9,0	2,7
ON-V: 6	11,0	2,2	10,5	2,7	9,8	3,4
ON-V: 7	14,0	2,6	13,5	3,3	13,0	4,0
ON-V: 8	18,5	2,9	18,0	3,7	17,5	4,7
ON-V: 9	23,0	3,5	22,0	4,5	20,9	5,7
ON-V: 10	27,5	3,9	26,1	5,2	24,8	7,0
ON-V: 35/10	34,0	9,0	33,0	10,5	32,0	12,5
ON-V: 35-50/10	43,0	11,7	42,0	13,5	41,0	16,8
ON-V: 50/10	53,0	13,3	52,0	15,5	51,0	18,3
ON-V: 80/10	70,0	17,8	68,0	20,7	66,0	24,0
ON-V: 100/10	115,0	20,5	110,0	24,5	105,0	29,5

Type:	n = 950 R.P.M.					
	20 m Head m ³ /h HP		35 m Head m ³ /h HP		50 m Head m ³ /h HP	
ON: 1	2,0	0,5	1,9	0,8	1,8	1,1
ON: 2	3,0	0,7	2,8	1,0	2,6	1,4
ON-V: 3	4,2	0,8	4,1	1,2	4,8	1,8
ON-V: 4	5,0	1,0	4,9	1,6	4,8	2,3
ON-V: 5	11,0	1,8	10,5	2,4	10,0	3,0
ON-V: 6	12,0	2,4	11,5	3,0	11,0	3,8
ON-V: 7	16,4	2,8	15,5	3,7	14,6	4,5
ON-V: 8	21,0	3,4	20,0	4,3	19,0	5,4
ON-V: 9	26,0	3,8	25,3	5,0	23,4	6,4
ON-V: 10	31,0	4,4	29,5	6,2	28,0	7,9
ON-V: 35/10	37,0	6,6	35,0	8,5	33,0	11,0
ON-V: 35-50/10	50,0	8,7	48,0	10,8	46,0	13,5
ON-V: 50/10	55,0	9,7	53,0	12,0	51,0	14,0
ON-V: 80/10	84,0	16,1	81,0	20,7	78,0	26,2
ON-V: 100/10	121,0	19,9	116,5	25,2	112,0	32,0

PH are based on oil of 15° E

➤ Sea Water Transfer Pump

Shanghai SILI Pump Manufacture Co., Ltd

---Maritime pump specialist in China



Pump Specification(50Hz/380V/3phase, 2900rpm, 2 poles motor)

NO.	Model	Capacity (m³/h)	Capacity Range (m³/h)	Head (m)	Head range (m)	Shaft power (kw)	NPSHr	Power (kw)	Motor model	Wt (kg)
1	40CLZ-2	5	3.5 - 6.5	60	48 - 65	3.9	4	5.5	Y132S1-2H	172
2	40CLZ-2A	4	3 - 5.5	54	45 - 58	3.2	4	5.5	Y132S1-2H	172
3	50CLZ-4.5	12.5	9.5 - 14.5	32	27 - 35	2.5	4	3	Y100L-2H	155
4	50CLZ-4.5A	10	7.5 - 12	28	23 - 30	1.8	4	2.2	Y90L-2H	155
5	50CLZ-15	20	15 - 23	32	27 - 34	3.1	4	4	Y112M-2H	169
6	50CLZ-15A	17	12 - 20	28	23 - 30	2.4	4	3	Y100L-2H	168
7	50CLZ-9	27	20 - 30	14.5	12 - 15	1.4	4	2.2	Y90L-2H	154
8	50CLZ-9A	21	15 - 23	12	10 - 13	0.9	4	1.5	Y90S-2H	153
9	50CLZ-7	12.5	9 - 13	20	17 - 21	1.4	4	2.2	Y90L-2H	146
10	50CLZ-7A	10	7 - 11	17	14 - 18	1.1	4	1.5	Y90S-2H	145
11	50CLZ-3	12.5	9 - 13	50	42 - 52	4.9	4	5.5	Y132S	195
12	50CLZ-3A	10	7 - 11	45	38 - 48	3.2	4	4	Y112M-2H	193
13	50CLZ-4	20	15 - 22	50	42 - 52	6.1	4	7.5	Y132S2-2H	152
14	50CLZ-4A	17	12 - 19	46	39 - 49	5.0	4	5.5	Y132S1-2H	151
15	65CLZ-9	25	18 - 28	20	17 - 21	2.3	4	3	Y100L-2H	153
16	65CLZ-9A	21	15 - 23	17	14 - 18	1.6	4	2.2	Y90L-2H	152
17	65CLZ-6	25	18 - 28	32	27 - 34	4.2	4	5.5	Y132S1-2H	190
18	65CLZ-6A	21	15 - 23	28	23 - 30	3.1	4	4	Y112M-2H	188
19	65CLZ-7.5	25	18 - 28	45	38 - 48	6.7	4	7.5	Y132S2-2H	200

Installation size



(mm)

Model	Size											Inlet flange					Outlet flange				
	H	HI	H2	H3	H4	B1	B2	ΦA	ΦB	ΦC	n-Φd1	ΦDH	ΦD	ΦD1	ΦD2	n-Φd2	ΦDN	ΦD'	ΦD'1	ΦD'2	n-Φd3
50CLZ-4.5	734	344	250	250	16	318	260	410	380	328	4-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
50CLZ-6	734	344	250	250	16	318	260	410	380	328	4-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
50CLZ-9	660	320	230	230	16	293	243	375	345	294	4-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
50CLZ-7	660	320	230	230	16	293	243	375	345	294	4-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
50CLZ-3	848	392	300	300	16	242	277	445	412	364	6-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
50CLZ-4	848	392	300	300	16	242	277	445	412	364	6-18	50	165	125	102	4-18	40	150	110	88	4-18
65CLZ-9	780	410	300	300	20	343	265	420	380	330	6-18	65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-6	829	374	270	270	16	328	260	410	380	328	4-18	65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-6	890	434	300	300	20	343	265	420	380	330	6-18	65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-4.5												65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-3												65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-6	829	374	270	270	16	328	260	410	380	328	4-18	65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
65CLZ-6.5	970	415	300	300	20	378	285	455	425	375	6-18	65	185	145	118	4-18	50	165	125	102	4-18
80CLZ-13	878	423	300	300	18	393	290	410	380	328	6-18	80	200	160	132	8-18	65	185	145	122	4-18
80CLZ-9	1047	492	360	360	22	458	361	540	510	454	6-18	80	200	160	132	8-18	65	185	145	122	4-18
80CLZ-6	1047	492	360	360	22	458	361	540	510	454	6-18	80	200	160	132	8-18	65	185	145	122	4-18
80CLZ-7.5	1092	492	360	360	22	458	361	540	510	454	6-18	80	200	160	132	8-18	65	185	145	122	4-18

9. Pipa

- Standart TEMA

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. Inches (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

- Standart ANSI

Outside diameter of pipe			Wall thickness		Theoretical weight	
OD			actual inch	actual mm	Lb/Ft	Kg/m
nominal inch	actual inch	actual mm				
0.125	0.405	10.29	0.068	1.73	0.24	0.37
0.25	0.540	13.72	0.088	2.24	0.42	0.63
0.38	0.675	17.15	0.091	2.31	0.57	0.84
0.5	0.840	21.34	0.109	2.77	0.85	1.27
0.75	1.050	26.67	0.113	2.87	1.13	1.69
1	1.315	33.40	0.133	3.38	1.68	2.50
1.25	1.660	42.16	0.140	3.56	2.27	3.39
1.5	1.900	48.27	0.145	3.68	2.72	4.05
2	2.375	60.32	0.154	3.91	3.65	5.44
2.5	2.875	73.03	0.203	5.16	5.79	8.63
3	3.500	88.90	0.216	5.49	7.58	11.29
3.5	4.000	101.60	0.226	5.74	9.11	13.57
4	4.500	114.30	0.237	6.02	10.79	16.07
5	5.563	141.30	0.258	6.55	14.62	21.77
6	6.625	168.30	0.280	7.11	18.97	28.26
8	8.625	219.10	0.322	8.18	28.55	42.55
10	10.750	273.05	0.365	9.27	40.48	60.31
12	12.750	323.90	0.375	9.53	49.56	73.88

- Standart ASME

Printed April 2008

CARBON STEEL PIPE • Dimensions

Nominal size		OD	Welded & Seamless Carbon Steel Pipe to ASME B36.10M All dimensions are in mm													Structural Steel Hollow Sections to AS1163 Grade C350											
DN	NPS	mm	Schedule													Wall Thickness in mm											
			10	20	30	40	Std	60	80	X5	100	120	140	160	XXS	4.8	5.5	6.0	6.4	7.1	8.2	9.3	9.5	12.7			
6	1/8	10.3	1.24		1.45	1.73	1.73		2.41	2.41																	
8	1/4	13.7	1.65		1.85	2.24	2.24		3.02	3.02																	
10	3/8	17.1	1.65		1.85	2.31	2.31		3.20	3.20																	
15	1/2	21.3	2.11		2.41	2.77	2.77		3.73	3.73				4.78	7.47												
20	3/4	26.7	2.11		2.41	2.87	2.87		3.91	3.91				5.56	7.82												
25	1	33.4	2.77		2.90	3.38	3.38		4.55	4.55				6.35	9.09												
32	1 1/4	42.2	2.77		2.97	3.56	3.56		4.85	4.85				6.35	9.70												
40	1 1/2	48.3	2.77		3.18	3.68	3.68		5.08	5.08				7.14	10.15												
50	2	60.3	2.77		3.18	3.91	3.91		5.54	5.54				8.74	11.07												
65	2 1/2	73.0	3.05		4.78	5.16	5.16		7.01	7.01				9.53	14.02												
80	3	88.9	3.05		4.78	5.49	5.49		7.62	7.62				11.13	15.24	✓	✓										
90	3 1/2	101.6	3.05		4.78	5.74	5.74		8.08	8.08																	
100	4	114.3	3.05		4.78	6.02	6.02		8.56	8.56		11.13		13.49	17.12	✓		✓									
125	5	141.3	3.40			6.55	6.55		9.53	9.53		12.70		15.88	19.05												
150	6	168.3	3.40			7.11	7.11		10.97	10.97		14.27		18.26	21.95	✓			✓								
200	8	219.1	3.76	6.35	7.04	8.18	8.18	10.31	12.70	12.70	15.09	18.26	20.62	23.01	22.23	✓			✓	✓				✓			
250	10	273.0	4.19	6.35	7.80	9.27	9.27	12.70	15.09	12.70	18.26	21.44	25.40	28.58	25.40	✓			✓	✓		✓		✓			
300	12	323.8	4.57	6.35	8.38	10.31	9.53	14.27	17.48	12.70	21.44	25.40	28.58	33.32	25.40				✓	✓		✓		✓			
350	14	355.6	6.35	7.92	9.53	11.13	9.53	15.09	19.05	12.70	23.83	27.79	31.75	35.71					✓	✓		✓		✓			
400	16	406.4	6.35	7.92	9.53	12.70	9.53	16.66	21.44	12.70	26.19	30.96	36.53	40.49					✓	✓		✓		✓			
450	18	457	6.35	7.92	11.13	14.27	9.53	19.05	23.83	12.70	29.36	34.93	39.67	45.24					✓			✓		✓			
500	20	508	6.35	9.53	12.70	15.09	9.53	20.62	26.19	12.70	32.54	38.10	44.45	50.01													
550	22	559	6.35	9.53	12.70		9.53	22.23	28.58	12.70	34.93	41.28	47.63	53.98													
600	24	610	6.35	9.53	14.27	17.48	9.53	24.61	30.96	12.70	38.89	46.02	52.37	59.54													
650	26	660	7.92	12.70			9.53																				
700	28	711	7.92	12.70	15.88		9.53																				
750	30	762	7.92	12.70	15.88		9.53																				
800	32	813	7.92	12.70	15.88	17.48	9.53																				
850	34	864	7.92	12.70	15.88	17.48	9.53																				
900	36	914	7.92	12.70	15.88	19.05	9.53																				
950	38	965					9.53																				
1000	40	1016					9.53																				

www.aflast.com

2 / 10

07.24%

10. Pipe Insulation

Pyrogel® XT

aspen aerogels®

PRODUCT DATA SHEET

FLEXIBLE INDUSTRIAL INSULATION FOR HIGH-TEMPERATURE APPLICATIONS

Pyrogel® XT is a high-temperature insulation blanket formed of silica aerogel and reinforced with a non-woven, glass-fiber batting.

Silica aerogels possess the lowest thermal conductivity of any known solid. Pyrogel® XT achieves this industry-leading thermal performance in a flexible, environmentally safe, and easy-to-use product.

Ideal for insulating piping, vessels, tanks, and equipment, Pyrogel® XT is an essential material for those seeking the ultimate in thermal efficiency.

Physical Properties

Thickness*	0.20 in (5 mm)	0.40 in (10 mm)
Material Form*	1,500 ft² rolls	850 ft² rolls
Max. Use Temp.	1200°F (650°C)	
Color	Beige	
Density*	12.5 lb/ft³ (0.20 g/cc)	
Hydrophobic	Yes	

*Nominal values. Thicknesses measured using a method derived from ASTM C 518 and another proprietary method to provide resolutions an order of magnitude smaller than ASTM C 157.

Advantages

Superior Thermal Performance

Up to five times better thermal performance than competing insulation products

Reduced Thickness and Profile

Equal thermal resistance at a fraction of the thickness

Less Time and Labor to Install

Easily cut and conformed to complex shapes, tight curvatures, and spaces with restricted access

Physically Robust

Soft and flexible but with excellent springback, Pyrogel® XT recovers its thermal performance even after compression events as high as 100 psi

Shipping and Warehousing Savings

Reduced material volume, high packing density, consistent roll sizes, and low scrap rates can reduce logistics costs by a factor of five or more compared to rigid, pre-formed insulations

Simplified Inventory

Unlike rigid pre-forms such as pipe cover or board, the same Pyrogel® XT blanket can be cut to fit any piece of piping or equipment

Hydrophobic Yet Breathable

Pyrogel® XT repels liquid water but allows vapor to pass through, helping to prevent corrosion under insulation

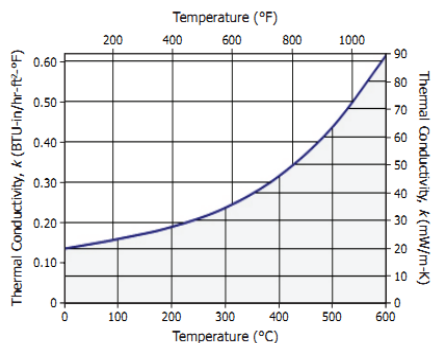
Environmentally Safe

Landfill disposable, shot-free, minimal dust with no respirable fiber content



Thermal Conductivity†

ASTM C 177 Results



Mean Temp. °C	0	100	200	300	400	500	600
°F	32	212	392	572	752	932	1112
k mW/m·K	20	23	28	35	46	64	89
BTU-in/hr-ft²-°F	0.14	0.16	0.19	0.24	0.32	0.44	0.62

†Thermal conductivity measurements taken at a compressive load of 2 psi and standard atmospheric pressure.

11. Sea Water Properties

➤ Dynamic Viscosity

Dynamic viscosity of seawater $\times 10^3$, kg/m s

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

2

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.906	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.397	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.077	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
25	0.890	0.908	0.928	0.948	0.959	0.970	0.993	1.016	1.041	1.068	1.095	1.123	1.153	1.184
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.861	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.707	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.594	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.508	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.441	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.388	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.345	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.309	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.280	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.255	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323

➤ Kinematic Viscosity

Kinematic viscosity of seawater $\times 10^3$, m²/s

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

3

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	17.92	18.06	18.23	18.43	18.54	18.65	18.90	19.16	19.46	19.77	20.11	20.46	20.84	21.24
10	13.07	13.20	13.35	13.51	13.60	13.69	13.89	14.10	14.33	14.57	14.82	15.09	15.38	15.67
20	10.04	10.16	10.29	10.43	10.50	10.58	10.75	10.92	11.10	11.30	11.50	11.71	11.93	12.17
25	8.93	9.04	9.17	9.30	9.37	9.44	9.59	9.75	9.92	10.09	10.28	10.47	10.67	10.87
30	8.01	8.12	8.23	8.36	8.42	8.49	8.63	8.77	8.93	9.09	9.25	9.43	9.61	9.80
40	6.58	6.68	6.78	6.89	6.95	7.00	7.12	7.25	7.38	7.52	7.66	7.81	7.96	8.11
50	5.53	5.62	5.71	5.81	5.86	5.91	6.02	6.13	6.24	6.36	6.48	6.61	6.74	6.87
60	4.74	4.82	4.91	4.99	5.04	5.08	5.18	5.28	5.38	5.48	5.59	5.70	5.81	5.93
70	4.13	4.20	4.28	4.36	4.40	4.44	4.52	4.61	4.70	4.79	4.89	4.98	5.08	5.19
80	3.65	3.71	3.78	3.85	3.89	3.93	4.00	4.08	4.16	4.24	4.33	4.42	4.51	4.60
90	3.26	3.32	3.38	3.45	3.48	3.51	3.58	3.65	3.73	3.80	3.88	3.96	4.04	4.12
100	2.94	3.00	3.05	3.11	3.14	3.17	3.24	3.30	3.37	3.44	3.51	3.58	3.65	3.73
110	2.68	2.73	2.78	2.83	2.86	2.89	2.95	3.01	3.07	3.13	3.20	3.26	3.33	3.40
120	2.46	2.51	2.55	2.60	2.63	2.65	2.71	2.76	2.82	2.87	2.93	3.00	3.06	3.12

➤ Thermal Conductivity

Thermal conductivity of seawater, W/m K

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

7

Temp, °C	Salinity, g/kg												
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0.572	0.571	0.570	0.570	0.569	0.569	0.568	0.568	0.567	0.566	0.566	0.565	0.565
10	0.588	0.588	0.587	0.587	0.586	0.585	0.585	0.584	0.584	0.583	0.583	0.582	0.582
20	0.604	0.603	0.602	0.602	0.601	0.601	0.600	0.600	0.599	0.599	0.598	0.598	0.597
30	0.617	0.617	0.616	0.616	0.615	0.615	0.614	0.614	0.613	0.613	0.612	0.612	0.611
40	0.630	0.629	0.629	0.628	0.628	0.627	0.627	0.626	0.626	0.625	0.625	0.624	0.624
50	0.641	0.640	0.640	0.639	0.639	0.638	0.638	0.637	0.637	0.636	0.636	0.635	0.635
60	0.650	0.650	0.649	0.649	0.648	0.648	0.647	0.647	0.647	0.646	0.646	0.645	0.645
70	0.658	0.658	0.658	0.657	0.657	0.656	0.656	0.655	0.655	0.655	0.654	0.654	0.653
80	0.665	0.665	0.665	0.664	0.664	0.663	0.663	0.663	0.662	0.662	0.661	0.661	0.661
90	0.671	0.671	0.670	0.670	0.670	0.669	0.669	0.669	0.668	0.668	0.667	0.667	0.667
100	0.676	0.675	0.675	0.675	0.674	0.674	0.674	0.673	0.673	0.673	0.672	0.672	0.672
110	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678	0.678	0.677	0.677	0.677	0.676	0.676	0.676	0.675
120	0.682	0.681	0.681	0.681	0.680	0.680	0.680	0.679	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678

➤ Latent Heat of Vaporization

Latent heat of vaporization of seawater, kJ/kg

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

9

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	2500.9	2475.9	2450.9	2425.9	2400.9	2375.9	2350.8	2325.8	2300.8	2275.8	2250.8	2225.8	2200.8
10	2477.2	2452.5	2427.7	2402.9	2378.1	2353.4	2328.6	2303.8	2279.0	2254.3	2229.5	2204.7	2180.0
20	2453.6	2429.0	2404.5	2379.9	2355.4	2330.9	2306.3	2281.8	2257.3	2232.7	2208.2	2183.7	2159.1
30	2429.8	2405.5	2381.2	2356.9	2332.6	2308.3	2284.0	2259.7	2235.4	2211.1	2186.8	2162.5	2138.2
40	2406.0	2381.9	2357.9	2333.8	2309.7	2285.7	2261.6	2237.6	2213.5	2189.4	2165.4	2141.3	2117.3
50	2382.0	2358.1	2334.3	2310.5	2286.7	2262.9	2239.0	2215.2	2191.4	2167.6	2143.8	2120.0	2096.1
60	2357.7	2334.1	2310.5	2287.0	2263.4	2239.8	2216.2	2192.7	2169.1	2145.5	2121.9	2098.3	2074.8
70	2333.1	2309.8	2286.4	2263.1	2239.8	2216.4	2193.1	2169.8	2146.4	2123.1	2099.8	2076.5	2053.1
80	2308.1	2285.0	2261.9	2238.8	2215.8	2192.7	2169.6	2146.5	2123.4	2100.4	2077.3	2054.2	2031.1
90	2282.6	2259.7	2236.9	2214.1	2191.3	2168.4	2145.6	2122.8	2100.0	2077.1	2054.3	2031.5	2008.7
100	2256.5	2233.9	2211.3	2188.8	2166.2	2143.7	2121.1	2098.5	2076.0	2053.4	2030.8	2008.3	1985.7
110	2229.7	2207.4	2185.1	2162.8	2140.5	2118.2	2095.9	2073.6	2051.3	2029.0	2006.7	1984.4	1962.1
120	2202.1	2180.1	2158.1	2136.1	2114.1	2092.0	2070.0	2048.0	2026.0	2003.9	1981.9	1959.9	1937.9

➤ Specific Heat

Specific heat capacity of seawater
at constant pressure, J/kg K

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

16

Salinity, g/kg														
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	4206.9	4141.8	4079.3	4019.2	3990.1	3961.7	3906.6	3853.9	3803.8	3756.1	3711.0	3668.3	3628.1	3590.3
10	4196.9	4136.7	4078.4	4022.2	3994.9	3968.1	3915.9	3865.8	3817.7	3771.6	3727.6	3685.6	3645.6	3607.7
20	4189.4	4132.9	4078.1	4024.9	3998.9	3973.4	3923.6	3875.4	3828.9	3784.1	3740.9	3699.4	3659.6	3621.4
25	4186.5	4131.5	4078.1	4026.2	4000.8	3975.8	3926.9	3879.5	3833.7	3789.3	3746.5	3705.2	3665.4	3627.1
30	4184.2	4130.6	4078.3	4027.5	4002.6	3978.0	3930.0	3883.3	3837.9	3794.0	3751.4	3710.3	3670.5	3632.1
40	4181.4	4129.8	4079.5	4030.3	4006.2	3982.3	3935.5	3889.8	3845.3	3801.9	3759.8	3718.8	3678.9	3640.2
50	4180.9	4130.8	4081.7	4033.7	4010.0	3986.6	3940.5	3895.5	3851.5	3808.5	3766.5	3725.5	3685.5	3646.5
60	4182.9	4133.6	4085.2	4037.8	4014.4	3991.2	3945.6	3900.8	3857.0	3814.1	3772.1	3731.0	3690.8	3651.6
70	4187.3	4138.3	4090.2	4042.9	4019.6	3996.5	3950.9	3906.2	3862.4	3819.4	3777.2	3736.0	3695.5	3656.0
80	4194.1	4145.0	4096.8	4049.4	4026.0	4002.8	3957.1	3912.2	3868.1	3824.9	3782.5	3740.9	3700.2	3660.3
90	4203.4	4153.9	4105.3	4057.5	4033.9	4010.5	3964.4	3919.1	3874.7	3831.1	3788.3	3746.4	3705.3	3665.1
100	4215.1	4165.0	4115.8	4067.4	4043.6	4019.9	3973.3	3927.5	3882.6	3838.6	3795.4	3753.1	3711.6	3671.1
110	4229.4	4178.5	4128.6	4079.5	4055.4	4031.4	3984.2	3937.8	3892.4	3847.9	3804.3	3761.5	3719.7	3678.8
120	4246.1	4194.5	4143.8	4094.1	4069.6	4045.3	3997.5	3950.5	3904.6	3859.5	3815.4	3772.3	3730.1	3688.8

➤ Density

Density of seawater, kg/m³

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

21

Temp, °C	Salinity, g/kg													
	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	999.9	1007.9	1016.0	1024.0	1028.0	1032.0	1040.0	1048.0	1056.1	1064.1	1072.1	1080.1	1088.1	1096.2
10	999.5	1007.4	1015.2	1023.0	1027.0	1030.9	1038.7	1046.6	1054.4	1062.2	1070.1	1077.9	1085.7	1093.6
20	998.0	1005.7	1013.4	1021.1	1024.9	1028.8	1036.5	1044.1	1051.8	1059.5	1067.2	1074.9	1082.6	1090.3
25	996.9	1004.5	1012.2	1019.8	1023.6	1027.4	1035.0	1042.6	1050.3	1057.9	1065.5	1073.1	1080.7	1088.4
30	995.6	1003.1	1010.7	1018.2	1022.0	1025.8	1033.4	1040.9	1048.5	1056.1	1063.6	1071.2	1078.7	1086.3
40	992.2	999.7	1007.1	1014.6	1018.3	1022.1	1029.5	1037.0	1044.5	1052.0	1059.4	1066.9	1074.4	1081.8
50	988.1	995.5	1002.9	1010.3	1014.0	1017.7	1025.1	1032.5	1039.9	1047.3	1054.7	1062.1	1069.5	1076.9
60	983.2	990.6	998.0	1005.3	1009.0	1012.7	1020.0	1027.4	1034.7	1042.1	1049.5	1056.8	1064.2	1071.5
70	977.8	985.1	992.5	999.8	1003.5	1007.1	1014.5	1021.8	1029.1	1036.5	1043.8	1051.2	1058.5	1065.8
80	971.8	979.1	986.5	993.8	997.5	1001.1	1008.5	1015.8	1023.1	1030.5	1037.8	1045.1	1052.5	1059.8
90	965.3	972.6	980.0	987.3	991.0	994.7	1002.0	1009.4	1016.8	1024.1	1031.5	1038.8	1046.2	1053.5
100	958.3	965.7	973.1	980.5	984.2	987.9	995.2	1002.6	1010.0	1017.4	1024.8	1032.2	1039.6	1047.0
110	950.9	958.3	965.8	973.2	976.9	980.6	988.1	995.5	1003.0	1010.4	1017.8	1025.3	1032.7	1040.2
120	943.0	950.6	958.1	965.6	969.3	973.1	980.6	988.1	995.6	1003.1	1010.6	1018.1	1025.6	1033.1

➤ Coefficient Expansion

Isobaric expansivity of seawater $\times 10^5, 1/K$

$P = P_0$ (1 atm for $t \leq 100^\circ\text{C}$, Seawater vapor pressure for $t > 100^\circ\text{C}$)

23

Temp, °C	Salinity, g/kg												
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
10	9.6	11.2	12.8	14.3	15.8	17.3	18.8	20.2	21.7	23.1	24.5	25.8	27.2
20	20.1	21.3	22.5	23.7	24.8	25.9	27.1	28.2	29.2	30.3	31.4	32.4	33.4
30	29.5	30.3	31.2	32.0	32.8	33.6	34.4	35.2	35.9	36.7	37.4	38.2	38.9
40	37.9	38.4	38.9	39.4	39.9	40.4	40.9	41.4	41.9	42.3	42.8	43.3	43.7
50	45.5	45.7	45.9	46.1	46.4	46.6	46.8	47.0	47.2	47.3	47.5	47.7	47.9
60	52.4	52.3	52.3	52.2	52.1	52.1	52.0	51.9	51.9	51.8	51.8	51.7	51.6
70	58.7	58.4	58.0	57.7	57.4	57.1	56.8	56.5	56.2	55.9	55.6	55.3	55.0
80	64.5	63.9	63.4	62.8	62.2	61.7	61.1	60.6	60.1	59.6	59.1	58.6	58.1
90	69.9	69.1	68.3	67.5	66.8	66.0	65.3	64.5	63.8	63.1	62.4	61.7	61.0
100	75.1	74.1	73.1	72.1	71.1	70.2	69.2	68.3	67.3	66.4	65.5	64.7	63.8
110	80.2	79.0	77.7	76.6	75.4	74.2	73.1	72.0	70.9	69.8	68.7	67.7	66.6
120	85.2	83.8	82.4	81.0	79.7	78.4	77.1	75.8	74.5	73.3	72.0	70.8	69.6

BIOGRAFI PENULIS



Penulis yang bernama lengkap Fegie Damayandi Harnitya, lahir di Tulungagung 21 April 1995. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan suami istri, Suharni dan Sutiyah. Penulis memulai pendidikan formal di SD Negeri I Bangunjaya kemudian dilanjutkan ke SMP Negeri I Kauman. Dan dilanjutkan ke SMA Negeri I Kauman. Setelah lulus pada 2013, penulis melanjutkan ke jenjang pendidikan S-1 di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Pendidikan S-1 ditempuh penulis selama 4 tahun dari tahun

2013 sampai 2017. Dalam kegiatan akademik penulis terdaftar sebagai member *Marine Machinery and System Laboratory* (MMS). Dalam kegiatan non akademik, penulis aktif sebagai anggota di Departemen Dalam Negeri Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan selama dua periode kepengurusan. Selain itu penulis juga aktif di beberapa kegiatan kepanitian, salah satunya adalah panitia Marine Icon selama 3 periode. Dengan berbagai bimbingan dan pengalaman dari beberapa dosen, angkatan atas, dan sahabat selama menempuh pendidikan di Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, penulis berharap menjadi pribadi yang tangguh yang bermanfaat bagi keluarga, agama, serta orang-orang disekitar.

Kontak penulis : fegie.damayandi@gmail.com , 087855250637